



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM  
EXPOSITOR COMERCIAL LEVE PARA CERVEJAS**

Henrique Ismael Baier

Lajeado, novembro de 2017

Henrique Ismael Baier

## **OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM EXPOSITOR COMERCIAL LEVE PARA CERVEJAS**

Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Taquari – Univates, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Carlos Henrique Lagemann

Lajeado, novembro de 2017

Henrique Ismael Baier

## **OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM EXPOSITOR COMERCIAL LEVE PARA CERVEJAS**

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Me. Carlos Henrique Lagemann -  
Orientador  
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Lober Hermany  
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Marcelo dos Santos Barretos  
Universidade do Vale do Taquari

Lajeado, novembro de 2017

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, essencial em minha vida, autor do meu destino, a minha esposa Cibely, minha mãe Tarcila e a minha irmã Patricia.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço a Deus por ter me dirigido sempre pelo seu caminho, dando-me força e capacitando-me para seguir e enfrentar as dificuldades.

A minha esposa Cibely Jung, a minha mãe Tarcila Baier e a minha irmã Patricia Baier, pelo incentivo, compreensão e apoio dado nas horas difíceis.

Ao professor e orientador Carlos Henrique Lagemann por toda ajuda na realização deste trabalho.

A todos os professores do curso de Engenharia Mecânica da Univates, em especial ao professor Lober Hermany pelo auxílio na realização deste trabalho.

À empresa Venax Eletrodomésticos que possibilitou a realização dos testes em seu laboratório.

Aos meus amigos, colegas e a todas as pessoas que, de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

## RESUMO

É necessário que um sistema de refrigeração seja corretamente dimensionado para que o consumo de energia elétrica e sua capacidade de refrigeração sejam adequados. Os equipamentos de refrigeração representam uma grande parcela do consumo total de energia elétrica no Brasil. Diante da escassez dos recursos naturais, dos esforços do governo através de incentivos para buscar a diminuição do consumo de energia elétrica e da busca dos consumidores por produtos mais eficientes, o presente estudo propõe a otimização e o redimensionamento do sistema de um equipamento de refrigeração comercial leve para refrigeração de cervejas, junto a empresa Venax Eletrodomésticos. O produto tem por finalidade expor e refrigerar cervejas em locais como, bares, mercados e restaurantes. O objetivo principal deste trabalho é otimizar o sistema de refrigeração, através do aumento do seu coeficiente de desempenho (COP) e da capacidade de refrigeração para o mesmo, realizando o seu redimensionamento respeitando as restrições de custo apresentadas pela empresa. A avaliação da carga térmica de refrigeração indicou que a capacidade da unidade condensadora e do evaporador são suficientes. Nos testes foram obtidos os registros de temperatura e pressão em diversos pontos do sistema, permitindo a aplicação dos cálculos para definir o coeficiente de desempenho, capacidade de refrigeração e superaquecimento. Os resultados obtidos indicam uma melhora de 26% do coeficiente de operação e 10,69 % da capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração, validando a metodologia aplicada.

**Palavras-chave:** Otimização. Sistema de refrigeração. Dimensionamento. Termodinâmica.

## ABSTRACT

A refrigeration system must be correctly calculated to have adequate energy consumption and refrigeration capacity. The refrigeration appliances represent an important share of Brazil's total energy consumption. In front of the scarcity of natural resources, the government's struggle through incentives to pursue the energy efficiency enhancement and the consumers' pursuit of more efficient products, this study proposes the optimization and recalculation of the refrigeration system of a light commercial appliance, conceived to refrigerate beers, which the manufacturer is Venax Eletrodomésticos. The purpose of the appliance is to expose and refrigerate beers in places like bars, supermarkets and restaurants. The main goal of this study is to optimize the refrigeration system by the increase of its performance and refrigeration capacity coefficient, recalculating it and respecting the cost constraints informed by the manufacturer. Thus, it will be made the evaluation of the thermal charge and the verification of the refrigeration system's parameters through tests and thermodynamic cycle's analysis, then determining the performance capacity coefficient and the refrigeration capacity, which, from the initial results, will be used to analyze and optimize the system. The evaluation of the thermal load of refrigeration indicated that the capacitance of the condensing unit and of evaporating are sufficient. In the tests the temperature and pressure registers were obtained in several points of the system, allowing the calculation of the coefficients of performance, cooling capacity and overheating. The obtained results indicate an improvement of 26% of the operating coefficient and 10.69% of the refrigeration capacity of the refrigeration system, validating the applied methodology.

**Keywords:** Optimization. Refrigeration system. Calculation. Thermodynamics.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema termodinâmico de um refrigerador .....	19
Figura 2 – Diagrama pressão versus entalpia .....	21
Figura 3 – Afastamento do ciclo real para o ciclo ideal .....	23
Figura 4 – Principais componentes de um sistema de refrigeração .....	25
Figura 5 – Esquema típico de um compressor rotativo de pistão rolante .....	26
Figura 6 – Compressor alternativo .....	27
Figura 7 – Transferência de calor através de uma parede plana .....	34
Figura 8 – Paredes compostas.....	36
Figura 9 – Módulo de aquisição de dados 34970A .....	43
Figura 10 – Manômetro metálico.....	44
Figura 11 – Câmara de ensaio .....	44
Figura 12 – Fluxograma de etapas do estudo .....	45
Figura 13 – Cervejeira 330 litros .....	50
Figura 14 – Equipamento .....	59
Figura 15 – Sensores de temperatura instalados no evaporador.....	60
Figura 16 – Sensores de temperatura instalados na unidade condensadora .....	60
Figura 17 – Manômetro para verificação das pressões do sistema .....	60
Figura 18 – Tempo de redução da temperatura da garrafa.....	61
Figura 19 – Superaquecimento .....	65
Figura 20 – Tempo de redução da temperatura da garrafa.....	66



## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 1 – Informações da pesquisa .....	51
Quadro 2 – Dados técnicos do equipamento .....	52
Quadro 3 – Parte da interface de cálculo .....	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação para fluxo de calor pelas paredes .....	32
Tabela 2 – Coeficiente de transferência convectivo local por tipo de convecção .....	33
Tabela 3 – Propriedades da cerveja.....	38
Tabela 4 – Valores .....	54
Tabela 5 – Carga térmica cedida pelas paredes .....	55
Tabela 6 – Carga térmica total .....	58
Tabela 7 – Sensores de temperatura .....	61
Tabela 8 – Definição das entalpias .....	62
Tabela 9 – Ajuste do sistema .....	65
Tabela 10 – Definição das entalpias .....	67
Tabela 11 – Comparação dos resultados.....	69

## **LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS**

COP –	Coeficiente de Performance/ Coeficiente de Operação
EPE –	Empresa de Pesquisa Energética
TCC II –	Trabalho de Conclusão de Curso Etapa II

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1 Tema .....	15
1.2 Problema .....	15
1.3 Objetivo geral .....	15
1.4 Objetivos específicos.....	16
1.5 Resultados esperados .....	16
1.6 Justificativa.....	16
1.7 Delimitação do trabalho.....	17
1.8 Estrutura do trabalho .....	17
 <b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	 <b>19</b>
2.1 Refrigeração mecânica por compressão de vapor .....	19
2.1.1 Ciclo Ideal de Carnot.....	20
2.1.2 Ciclo Real de Refrigeração .....	23
2.2 Componentes do Sistema de Refrigeração .....	24
2.2.1 Compressor .....	25
2.2.2 Evaporador .....	28
2.2.3 Condensador .....	29
2.2.4 Dispositivo de expansão .....	30
2.3 Carga térmica .....	30
2.3.1 Carga térmica devido à transferência de calor pelas paredes .....	31
2.3.2 Carga térmica devido aos produtos .....	38
2.3.3 Carga térmica devido à infiltração .....	38
2.3.4 Carga térmica mista .....	39
2.4 Superaquecimento do sistema .....	40
 <b>3 METODOLOGIA .....</b>	 <b>42</b>
3.1 Método científico .....	42
3.2 Equipamentos utilizados .....	42
3.2.1 Módulo de aquisição de dados .....	43
3.2.2 Sistema Sitrad .....	43
3.2.3 Manômetro .....	43
3.2.4 Câmara de testes.....	44
3.3 Procedimentos metodológicos .....	44

<b>4 DESCRIÇÃO DA EMPRESA E PRODUTO .....</b>	<b>49</b>
4.1 Venax Eletrodomésticos .....	49
4.2 Expositor de cerveja .....	49
<b>5 DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>51</b>
5.1 Pesquisa setores .....	51
5.2 Coleta de dados técnicos .....	52
5.3 Cálculos da carga térmica .....	52
5.3.1 Carga térmica devido à transferência de calor pelas paredes .....	53
5.3.2 Carga térmica devido ao produto .....	55
5.3.3 Carga térmica devido à infiltração .....	56
5.3.4 Carga térmica mista .....	57
5.3.5 Carga térmica total .....	58
5.3.6 Interface de cálculo .....	58
5.4 Teste do sistema de refrigeração .....	59
5.4.1 Cálculo do COP .....	62
5.4.2 Cálculo da capacidade de refrigeração do evaporador .....	63
5.4.3 Cálculo do superaquecimento .....	64
5.5 Ajuste do sistema .....	64
5.6 Teste do sistema de refrigeração com a nova carga de fluido refrigerante .....	66
5.6.1 Cálculo do COP .....	67
5.6.2 Cálculo da capacidade de refrigeração do evaporador .....	68
5.6.3 Cálculo do superaquecimento .....	68
5.7 Comparações dos resultados .....	69
<b>6 CONCLUSÃO .....</b>	<b>70</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>75</b>
ANEXO 1 – Desenho do gabinete do produto .....	76
ANEXO 2 – Propriedades termodinâmicas do R134a .....	78
ANEXO 3 – Propriedades termodinâmicas do ar .....	80
ANEXO 4 – Dados técnicos do compressor .....	81
ANEXO 5 – Dados técnicos do evaporador .....	82
<b>APÊNDICE .....</b>	<b>83</b>
APÊNDICE 1 – Interface de cálculo da carga térmica .....	84

## 1 INTRODUÇÃO

Os primeiros equipamentos de refrigeração desenvolvidos e fabricados eram muito grandes, caros e pouco eficientes, o que restringia o uso da refrigeração mecânica a pequenas aplicações na indústria. Com o avanço das tecnologias industriais e a melhora nos processos de fabricação, em algumas décadas a área de refrigeração expandiu-se e atualmente é indispensável e essencial para a atividade humana (DOSSAT, 2004).

Consequentemente, o consumo de energia elétrica para acionar os motores e demais componentes pertencentes aos sistemas de refrigeração também se tornou indispensável. Os sistemas de refrigeração representam cerca de 20% do consumo total de energia elétrica do Brasil, no setor residencial, são responsáveis pelo maior consumo, com participação de 32%, e representam ainda 17% do consumo no setor comercial, e 9% do consumo global (VIANA et al., 2012).

Segundo estudo de demanda para avaliação da eficiência energética entre os anos 2012-2021 da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) (2012), vinculada ao governo brasileiro, questões como o esgotamento dos recursos naturais, destruição da camada de ozônio, efeito estufa e aquecimento global levaram à criação de novas leis, campanhas e incentivos para que se desenvolvessem produtos com maior eficiência energética. A expressão da eficiência de um sistema de refrigeração é dada pelo seu Coeficiente de Performance (COP), que é definido pela *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) como a razão entre o calor retirado e o trabalho realizado (ASHRAE, 2009).

Nesse sentido, o presente trabalho contempla um estudo de caso junto à empresa Venax Eletrodomésticos. Com o objetivo de desenvolver um equipamento

que tenha eficiência energética e capacidade de refrigeração adequada, reduzindo, dessa forma, o impacto ambiental através do menor consumo de energia elétrica, buscar-se-á o redimensionamento e otimização do sistema de refrigeração de um equipamento comercial leve para refrigerar cervejas.

## **1.1 Tema**

A empresa Venax Eletrodomésticos, fabricante de produtos eletrodomésticos, apresentou ao autor a necessidade da otimização do sistema de refrigeração para um dos seus produtos em desenvolvimento. O produto é um equipamento comercial leve e se destina a refrigeração de cervejas.

## **1.2 Problema**

As diversas campanhas de conscientização sobre a escassez dos recursos naturais e aquecimento global, aliadas às leis e incentivos do governo para redução do consumo de energia elétrica, têm exigido dos fabricantes a busca por desenvolvimento de equipamentos mais eficientes para que continuem no mercado (EPE, 2012). A Venax Eletrodomésticos está desenvolvendo um novo equipamento comercial para refrigerar cervejas, porém o resultado obtido não agrada a empresa, tendo assim solicitado ao autor que otimize o equipamento, buscando maior eficiência energética unida a uma capacidade de refrigeração adequada.

Em busca de um produto com maior eficiência, como é possível dimensionar corretamente o sistema de refrigeração do equipamento apresentado pela empresa Venax Eletrodomésticos ao autor, visando à otimização do consumo de energia e da capacidade de refrigeração?

## **1.3 Objetivo geral**

O objetivo geral deste trabalho é otimizar o sistema de refrigeração do equipamento, através do redimensionamento com métodos específicos, buscando

melhorar sua capacidade de refrigeração e eficiência energética, respeitando as restrições de custo apresentadas pela empresa.

#### **1.4 Objetivos específicos**

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) determinar a carga térmica teórica para o equipamento;
- b) otimizar o coeficiente de operação (COP) em 10%;
- c) otimizar a capacidade de refrigeração do equipamento em 10%;
- d) criar uma interface com uso de *software* de planilhas de fácil uso para seleção de sistema de refrigeração através do cálculo da carga térmica total.

#### **1.5 Resultados esperados**

Espera-se como resultado do presente estudo, a otimização do equipamento de maneira que se tenha capacidade de refrigeração necessária com um coeficiente de desempenho (COP) adequado.

#### **1.6 Justificativa**

Os equipamentos de refrigeração representam uma grande parcela do consumo total de energia elétrica no Brasil, chegando a 20% (VIANA, et al., 2012). O correto dimensionamento do sistema de refrigeração é necessário para obter um produto eficiente. Para dimensionar o sistema de refrigeração é importante determinar corretamente a carga térmica, para que assim o compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão sejam selecionados de forma adequada (ASHRAE, 2009). A avaliação da eficiência de um equipamento de refrigeração é através da definição do seu coeficiente de desempenho, para isso se faz uso da análise termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

A escassez dos recursos naturais, os esforços do governo através de incentivos para alcançar a diminuição do consumo de energia elétrica e a busca dos consumidores por produtos mais eficientes (EPE A. D., 2012) tornam este trabalho de



grande relevância. Dessa forma serão adotados procedimentos para o dimensionamento do equipamento.

### **1.7 Delimitação do trabalho**

O presente trabalho se restringe ao dimensionamento de um equipamento para refrigerar cervejas com capacidade nominal de 330 litros, realizado na empresa Venax Eletrodomésticos. Não visa o dimensionamento dos componentes do ciclo, mas sim, a seleção e utilização destes em sistemas de refrigeração. O condensador e o compressor são fornecidos juntos em forma de “kit”. Os testes para determinação dos parâmetros do equipamento serão realizados de acordo com o procedimento interno da empresa.

Também não serão apresentados valores de custos do produto e demais dados que não são relevantes para o dimensionamento do equipamento de refrigeração. Os valores de capacidade de refrigeração e eficiência obtidos como resultados da otimização, serão apresentados de forma percentual.

### **1.8 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, conforme apresentado a seguir.

O primeiro capítulo apresenta o tema do estudo de caso, trazendo um pouco da história e da importância de se estudar os sistemas de refrigeração a fim de conseguir melhores resultados de capacidade e eficiência, os objetivos gerais e específicos deste trabalho, uma descrição geral da estrutura do trabalho, e suas delimitações.

O segundo capítulo traz o referencial bibliográfico referente aos processos de dimensionamento de sistemas de refrigeração, citando diferentes autores e obras de referência no assunto para embasar a proposta do trabalho.

O terceiro capítulo apresenta a classificação da pesquisa científica e a metodologia de desenvolvimento do trabalho, trazendo o planejamento e a estrutura

do processo de dimensionamento de sistemas de refrigeração, representado por um fluxograma, identificando as fases inerentes ao projeto. Todas as atividades que deverão ser realizadas, contidas em cada etapa, estão descritas neste capítulo.

O quarto capítulo apresenta a empresa Venax Eletrodomésticos e o produto para refrigerar cervejas. O quinto capítulo apresenta o desenvolvimento dos cálculos e dos testes realizados com o refrigerador, e por fim, o sexto capítulo apresenta a conclusão do trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

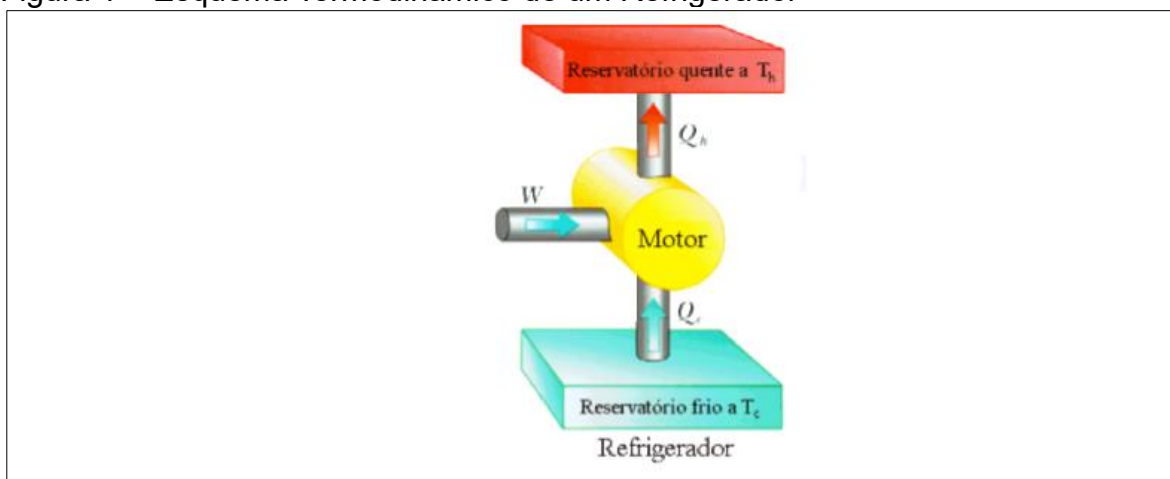
Neste capítulo são abordadas metodologias e ferramentas amplamente difundidas, contempladas por diversos autores de obras e artigos voltados ao tema dimensionamento de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

### 2.1 Refrigeração mecânica por compressão de vapor

A refrigeração mecânica é definida como qualquer processo que remove calor de um espaço ou material, também pode ser descrita como ramo da ciência que estuda os processos de conservação e redução da temperatura no ambiente (DOSSAT, 2004).

Segundo a ASHRAE (2010), os ciclos termodinâmicos de refrigeração transferem energia térmica do meio a uma temperatura ( $T_c$ ), para um meio a uma temperatura mais alta, conforme se pode observar na Figura 1.

Figura 1 – Esquema Termodinâmico de um Refrigerador



Fonte: Santos (2007).

A refrigeração mecânica por compressão de vapor se resume na produção contínua de fluido refrigerante que através da vaporização remove calor do meio a refrigerar. Para vaporizar um fluido continuamente é necessário que a tensão de seu vapor seja superior à pressão a que está submetido. Dessa maneira, consegue-se reduzir a temperatura no meio a refrigerar. Para que ocorra uma vaporização contínua, o fluido deverá ser condensado repetidamente. Obtém-se esse resultado, com o ciclo a vapor ocorrendo em um circuito fechado (COSTA, 1982).

O fluido refrigerante parte de um estado inicial, passa por uma sequência determinada de processos e retorna à condição inicial. A essa sequência de processos é dado o nome de ciclo. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro processos fundamentais de transformação do estado do fluido refrigerante: (1) expansão, (2) vaporização, (3) compressão e (4) condensação. Qualquer mudança em um desses processos irá afetar todos os demais do ciclo (DOSSAT, 2004).

### **2.1.1 Ciclo Ideal de Carnot**

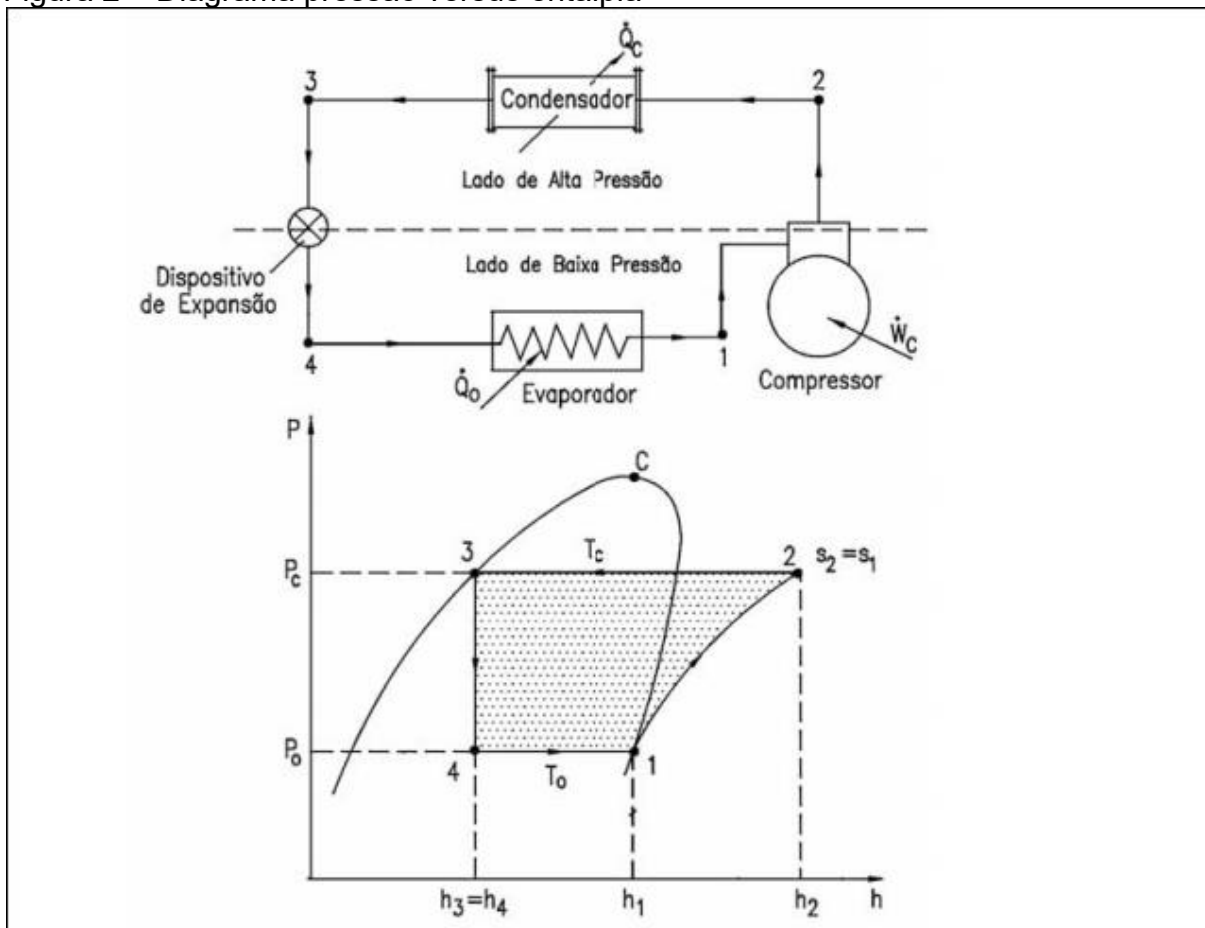
Segundo Silva (2007) em toda análise de ciclos é importante começar analisando o ciclo ideal, mesmo que o ciclo real tenha diferenças, pois serve como referência. O ciclo de Carnot é um ciclo teórico ideal (reversível) operando entre dois níveis de temperatura e consequentemente o que representa o limite máximo de eficiência de operação. O ciclo de Carnot é composto por dois processos isentrópicos entre 1-2 e 3-4 e dois processos isotérmicos entre 2-3 e 4-1, conforme está apresentado na Figura 2 (STOECKER; JABARDO, 2002).

Dossat (2004) considera que no ciclo teórico o fluido refrigerante deixa o evaporador e entra no compressor como um vapor saturado e sai do condensador como um líquido saturado. Apesar do ciclo real ter perdas o ciclo de Carnot é utilizado como um padrão de eficiência, ou seja a eficiência relativa do ciclos de refrigeração atuais podem ser determinados.

Do mesmo modo para Ashrae (2010), o ciclo de Carnot é completamente reversível, sendo um modelo que opera entre duas faixas de temperaturas fixas. Nenhum ciclo de refrigeração pode ter um coeficiente de desempenho superior a um

ciclo reversível atuando entre as mesmas faixas de temperatura, dessa forma o ciclo ideal serve de referência para o ciclo real. O ciclo termodinâmico de transformações do fluido refrigerante de um sistema de refrigeração básico ideal está representado no diagrama pressão versus entalpia, demonstrada na Figura 2.

Figura 2 – Diagrama pressão versus entalpia



Fonte: Centrais Elétricas Brasileiras (2005, p.39).

Os processos termodinâmicos em um ciclo de refrigeração ideal são os seguintes (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005):

Processo 1-2: Processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, que ocorre no compressor como mostra a Figura 1. O fluido refrigerante proveniente do evaporador com a pressão ( $P_o$ ) e com título igual a 1 ( $x = 1$ ). O fluido refrigerante é comprimido até atingir a pressão de condensação ( $P_c$ ). O refrigerante está superaquecido à temperatura  $T_2$ , que é maior que a temperatura de condensação, ao sair do compressor.

Processo 2-3: Processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio externo a pressão constante que ocorre no condensador. Durante esse processo o fluido refrigerante é resfriado da temperatura  $T_2$  até a temperatura de condensação  $T_c$ , então é condensado até o estado de líquido saturado na temperatura  $T_3$  que é igual à temperatura de condensação.

Processo 3-4: Na passagem pelo dispositivo de expansão, o fluido refrigerante expande-se em um processo irreversível e a entalpia constante (processo isentálpico) da pressão de condensação até a pressão de vaporização. A entropia na saída do dispositivo de expansão é maior que a entropia na entrada, pois o processo é irreversível.

Processo 4-1: É um processo de transferência de calor à pressão e temperatura constantes, desde vapor úmido até o estado de vapor saturado seco ( $x=1$ ). Ele ocorre durante a passagem pelo evaporador.

O objetivo do ciclo de refrigeração é a remoção de calor do ambiente a ser refrigerado, assim, o Coeficiente de Desempenho (COP) é definido como a razão entre o calor retirado ( $Q$ ) e o trabalho realizado ( $W$ ) conforme apresentado na Equação 1 (SILVA; SILVA, 2007).

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

Segundo definição da ASHRAE (2005), o Coeficiente de Desempenho do ciclo de Carnot pode ser definido pela Equação 2:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

Onde:

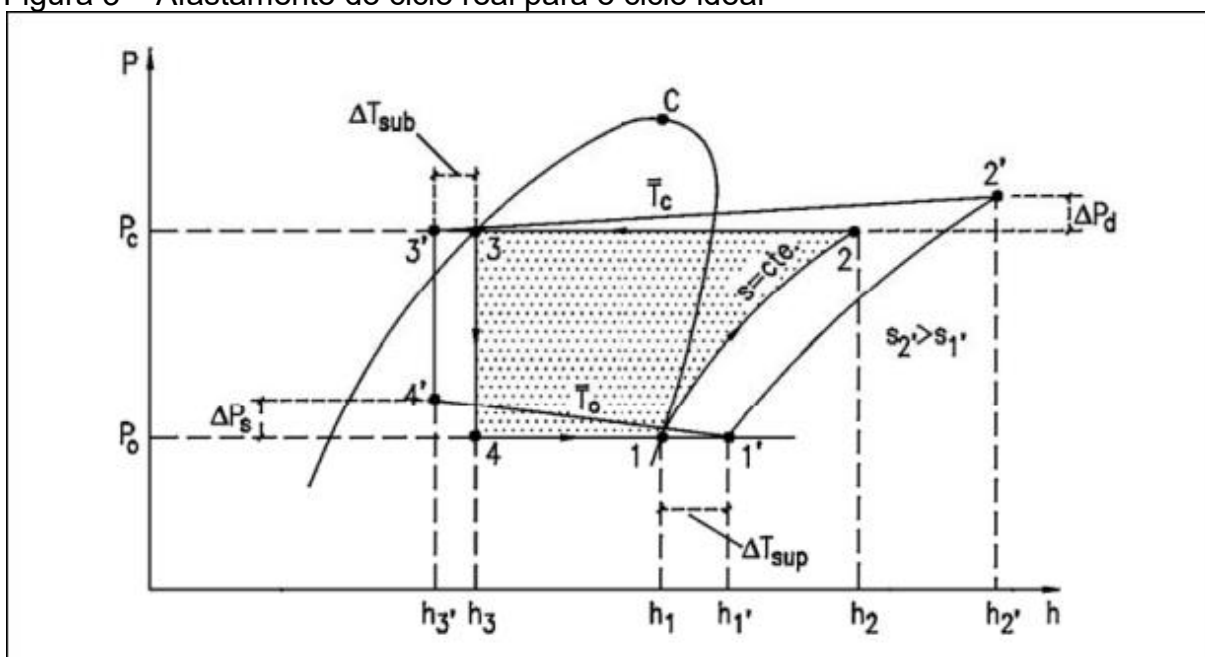
$T_1$  = Temperatura de evaporação (K)

$T_2$  = Temperatura de condensação (K)

### 2.1.2 Ciclo Real de Refrigeração

O ciclo de refrigeração real difere do ciclo ideal devido a certas hipóteses adotadas no ciclo ideal que não podem ser satisfeitas, como a de que não existem perdas devido ao atrito durante o escoamento do fluido refrigerante e que não existe transferência de calor do sistema para o meio no qual está inserido (DOSSAT, 2004). Pode-se observar o afastamento do ciclo real para o ciclo ideal na Figura 3.

Figura 3 – Afastamento do ciclo real para o ciclo ideal



Fonte: Centrais Elétricas Brasileiras (2005, p.39).

Na entrada do compressor se tem vapor superaquecido. Irreversibilidades e transferência de calor para a vizinhança ocorrem durante o processo de compressão, portanto, pode ocorrer um aumento da entropia durante o processo se a transferência de calor for do ambiente para o refrigerante. Essa possibilidade está representada pelas duas linhas tracejadas 1-2 e 1'-2'. A pressão do fluido que deixa o condensador será menor que a pressão de entrada e a temperatura estará pouco mais elevada que a do ambiente para o qual ocorre a transferência de calor. Normalmente a temperatura do fluido ao deixar o condensador é menor que a temperatura de saturação e pode diminuir ainda mais devido as perdas que ocorrem na tubulação entre o condensador e o dispositivo de expansão. Porém, isso pode ser considerado um ganho, pois faz com que a entalpia do fluido seja menor na entrada do evaporador, possibilitando

assim que ocorra maior transferência de calor para o fluido no evaporador (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

No evaporador existe perda de pressão durante o escoamento do fluido. Na saída o refrigerante pode estar levemente superaquecido e esse superaquecimento pode aumentar devido a transferência de calor da vizinhança. Esse aumento do superaquecimento pode representar uma perda, pois consequentemente aumentará o trabalho a ser realizado pelo compressor (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009).

O Coeficiente de operação para o ciclo ideal pode ser determinado através das diferenças de entalpia, conforme Equação 3 (ASHRAE, 2009).

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Onde:

$h_1$  = Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)

$h_{1'}$  = Entalpia na entrada do compressor (kJ/kg)

$h_2$  = Entalpia na saída do compressor (kJ/kg)

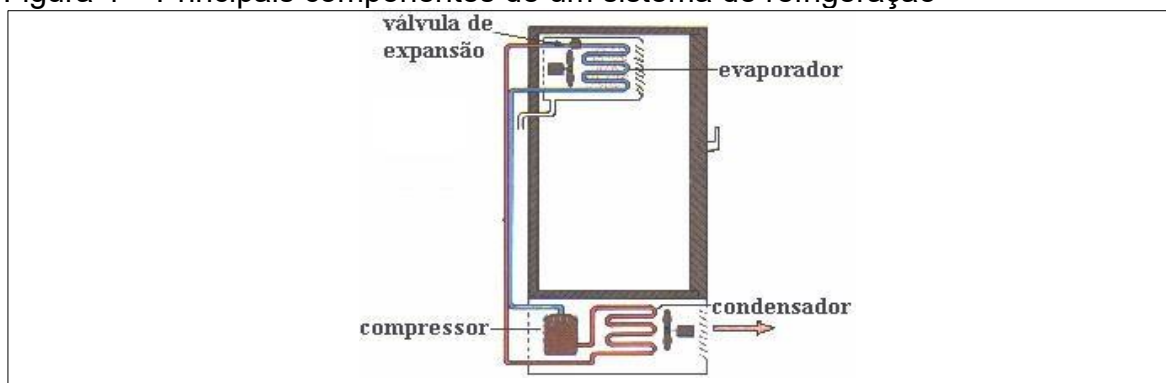
$h_4$  = Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)

## 2.2 Componentes do Sistema de Refrigeração

Um sistema de refrigeração simples é constituído de quatro componentes principais, são eles: o compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, conforme apresentado na Figura 4. Estes devem estar conectados de modo a gerar circuito por onde irá ocorrer a passagem do fluido refrigerante (SILVA; SILVA, 2007).



Figura 4 – Principais componentes de um sistema de refrigeração



Fonte: (UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO, [S/D], texto digital).

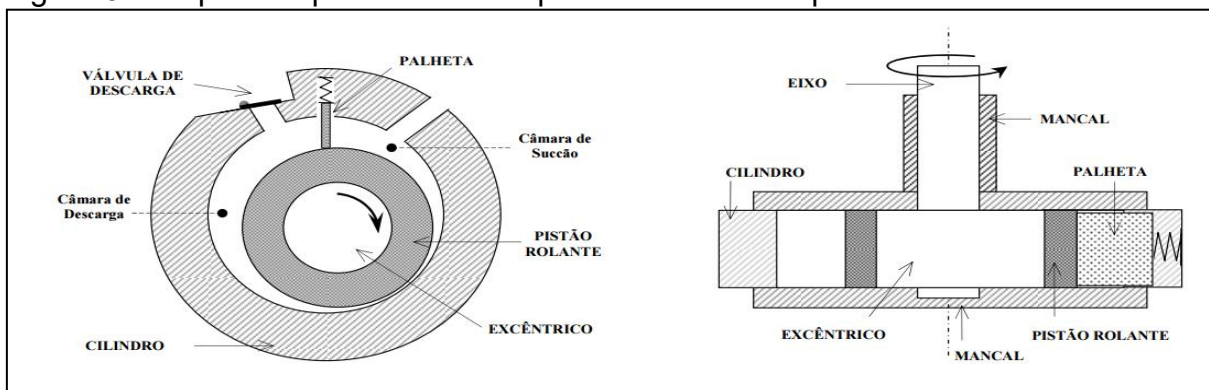
### 2.2.1 Compressor

O compressor desempenha um papel muito importante no sistema de refrigeração. Ele é responsável por elevar a pressão e dar vazão ao fluido refrigerante (PEREIRA, 2006). Os compressores podem ser classificados quanto ao tipo de acoplamento e quanto ao tipo de compressão.

O tipo de acoplamento define como é feita a instalação do motor elétrico junto ao compressor, ela pode ser classificada hermético, semi-hermético e aberto. Nos compressores classificados com herméticos, não existe a possibilidade de conserto, pois o motor elétrico e o compressor estão juntos na mesma carcaça. Em um compressor semi-hermético o motor elétrico e o compressor estão instalados em uma mesma carcaça, porém esta possibilita a manutenção. Os compressores abertos são classificados dessa maneira, pois o motor elétrico e o compressor não estão na mesma carcaça (SILVA; SILVA, 2007).

Quanto ao modo como é feita a compressão do fluido os compressores são classificados como alternativos ou rotativos. Nos compressores rotativos ou de pistão rolante, dois cilindros compõem a câmara de combustão, um fixo e um móvel. O cilindro móvel é definido como pistão rolante, é montado junto ao eixo de acionamento excêntrico e gira dentro do cilindro denominado como fixo. As câmaras de sucção e descarga são formadas por uma mola que pressiona uma palheta contra o pistão rolante, sendo assim os processos de sucção e descarga ocorrem simultaneamente, não sendo necessária a utilização de válvulas, conforme pode se observar na Figura 5 (GOMES; DESCHAMPS, 2006).

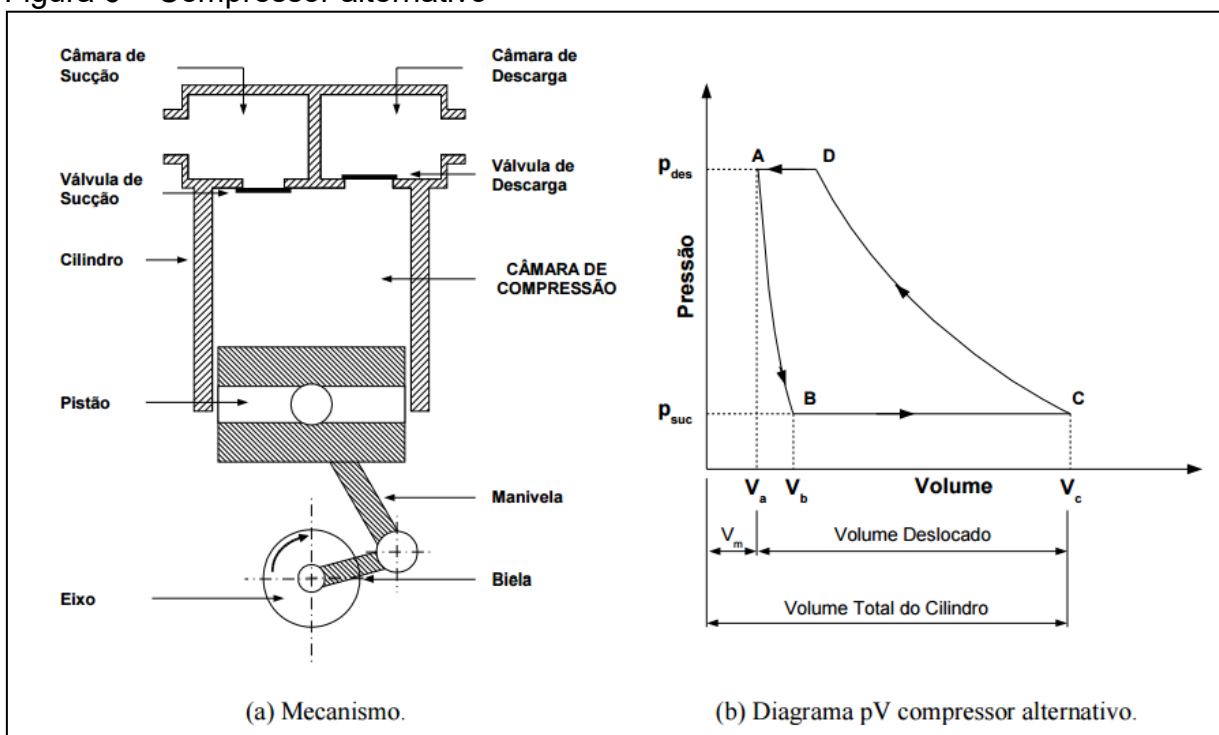
Figura 5 - Esquema típico de um compressor rotativo de pistão rolante



Fonte: Gomes e Deschamps (2006).

Os compressores alternativos são compostos por um pistão que de maneira alternada se desloca dentro de um cilindro enquanto válvulas automáticas controlam a sucção e a descarga de fluído refrigerante, conforme representado na Figura 6. Um motor elétrico é acoplado ao eixo gerando o movimento rotativo que através do mecanismo biela manivela se converte em movimento linear. No processo de admissão o fluído refrigerante é succionado da câmara de sucção devido o movimento do pistão para o ponto morto inferior, que pela diferença de pressão entre a câmara e o cilindro abre automaticamente a válvula de admissão. O deslocamento do pistão do ponto morto inferior para o ponto morto superior aumenta a pressão do fluído até a pressão da câmara de descarga, o que faz com que a válvula de descarga se abra. A partir da abertura da válvula se inicia o processo de descarga, no qual o fluído refrigerante a alta pressão é liberado para o sistema (GOMES A. R., 2006).

Figura 6 – Compressor alternativo



Fonte: Gomes (2006).

No compressor ocorrem três diferentes tipos de perdas: perdas mecânicas, perdas elétricas e perdas termodinâmicas. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito no pistão, cilindro e também nos mancais. As perdas elétricas são diretamente relacionadas à eficiência do motor. As perdas termodinâmicas ocorrem devido à ineficiência nos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, além da transferência de calor para o meio externo e as perdas de fluido pela folga pistão cilindro durante o processo de compressão (PEREIRA, 2006).

A potência elétrica consumida no compressor pode ser calculada pela Equação 4 (ZIGMANTAS, 2006).

$$W = m(h_2 - h_1) \quad (4)$$

Onde:

$W$  = Potência do compressor (kW)

$m$  = Vazão mássica (kg/s)

$h_1$  = Entalpia na entrada do compressor (kJ/kg)

$h_2$  = Entalpia na saída do compressor (kJ/kg)

### 2.2.2 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor projetado para que o fluido refrigerante proveniente do dispositivo de expansão mude da fase líquida para vapor. Nos refrigeradores utilizam-se evaporadores de expansão direta, onde essa mudança de fase do fluido refrigerante ocorre dentro dos tubos e absorve calor do ar que está no ambiente a refrigerar (SANTOS, 2007).

O objetivo do evaporador é receber fluido de baixa pressão e baixa temperatura da válvula de expansão e trazê-lo em contato térmico próximo com o meio a refrigerar. O fluido refrigerante absorve o seu calor latente da carga e deixa o evaporador como vapor superaquecido. Os evaporadores são classificados de acordo com seu padrão de fluxo de refrigerante e sua função (WELCH, 2000).

Existe uma grande variedade de evaporadores, os quais se classificam normalmente pelo tipo de construção, sendo os principais os de tubo liso, de placa e de aletas (DOSSAT, 2004).

Para a seleção de um evaporador para uma determinada aplicação, este deve ter a capacidade necessária de transferência de calor a fim de possibilitar que o fluido refrigerante vaporizado absorva o calor a uma taxa a qual consiga resfriar o meio desejado (DOSSAT, 2004).

Segundo definição da ASHRAE (2009), a potência frigorífica do evaporador pode ser definida pela Equação 5.

$$Q = m(h_1 - h_4) \quad (5)$$

Onde:

$Q$  = Capacidade frigorífica (kW)

$m$  = Vazão mássica (kg/s)

$h_1$  = Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)

$h_4$  = Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)

### 2.2.3 Condensador

O condensador é o componente responsável pela troca de calor entre o fluido e o ambiente externo. O fluido refrigerante deixa o compressor após ter sua pressão e temperatura elevada e entra no condensador no estado de vapor superaquecido, onde ocorre a troca de calor latente deixando-o na forma de líquido condensado (FERZOLA, 2010).

Assim como o evaporador, o condensador é uma superfície de troca de calor, responsável pela troca térmica entre o fluido refrigerante que está na forma de vapor superaquecido para com o meio de condensação, com a finalidade de resfriar e condensar o vapor. Para realizar este processo, o calor é transferido para o meio com o auxílio de água, ar ou até mesmo ar e água em contato. Pode-se dividir em três etapas a transferência de calor no condensador: dessuperaquecimento, a condensação do fluido e o sub resfriamento (COSTA, 1923).

Para seleção correta de um condensador é importante que o mesmo tenha a capacidade necessária de trocar calor com o meio, ou seja, que a taxa de transferência de calor seja suficiente para retirar calor do fluido refrigerante (COSTA, 1923). De acordo com ASHRAE (2009) o balanço de energia no condensador é definido segundo a Equação 6.

$$Q_c = m(h_2 - h_3) \quad (6)$$

Onde:

$Q_c$  = Capacidade calorífica (kW)

$m$  = Vazão mássica (kg/s)

$h_2$  = Entalpia na saída do condensador (kJ/kg)

$h_3$  = Entalpia na entrada do condensador (kJ/kg)

#### **2.2.4 Dispositivo de expansão**

A finalidade da válvula de expansão é controlar o fluxo de refrigerante do lado de condensação de alta pressão do sistema para o evaporador de baixa pressão. Na maioria dos casos, a redução de pressão é conseguida através de um orifício de fluxo variável, quer de modulação quer de duas posições. As válvulas de expansão podem ser classificadas de acordo com o método de controle (WELCH, 2000).

De acordo Dinçer e Kanoglu (2010) os dispositivos de expansão são usados para reduzir a pressão de condensação do refrigerante (alta pressão) à pressão de evaporação (baixa pressão) por uma operação de estrangulamento e regular o fluxo de líquido refrigerante ao evaporador para combinar as características do equipamento e da carga. Estes dispositivos são concebidos para proporcionar a velocidade à qual o refrigerante entra na serpentina de arrefecimento para a taxa de evaporação do refrigerante líquido na bobina. A quantidade depende, evidentemente, da quantidade de calor que será removida do espaço refrigerado (DINÇER; KANOGLU, 2010).

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, nesse item será apresentado de forma específica apenas os tubos capilares, pois são utilizados em equipamentos de pequena capacidade (aparelhos de ar condicionado de janela, geladeiras, freezers, etc.). O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais utilizado, esse dispositivo nada mais é que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento que faz a ligação entre a saída do condensador e a entrada do evaporador (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

### **2.3 Carga térmica**

Os cálculos de carga térmica são a principal base de projeto para os sistemas e componente de refrigeração, pois eles afetam o dimensionamento das tubulações, dos trocadores de calor, ventiladores e compressor (ASHRAE, 2009).

A carga térmica de um equipamento não é resultado de apenas uma fonte particular de calor. Ela é o resultado da soma de várias fontes diferentes, Equação 7,

onde as mais comuns que cedem calor ao equipamento de refrigeração são (DOSSAT, 2004):

- O calor que é cedido ao meio em que o equipamento está inserido, podendo ser por condução, convecção e radiação.
- O calor cedido por um produto quando sua temperatura é reduzida ao nível que se deseja.
- O calor cedido pela infiltração ar quente exterior que entra devido a fendas ou abertura de porta.
- Qualquer equipamento gerador de calor, como motores elétricos, luzes e equipamentos eletrônicos, chamada de carga térmica mista.

$$Q_{total} = Q_{paredes} + Q_{produto} + Q_{infiltração} + Q_{iluminação} + Q_{ventiladores} \quad (7)$$

### 2.3.1 Carga térmica devido à transferência de calor pelas paredes

A carga térmica devido à transferência de calor é uma função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos construtivos da câmara (paredes, teto, piso, portas, etc.) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005). Esta carga térmica, devido à transferência de calor pelas paredes do sistema, pode ser calculada pela Equação 8:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (8)$$

Onde:

$Q$  = Fluxo que penetra na câmara através das superfícies (kW)

$A$  = Área das superfícies (m<sup>2</sup>)

$R_t$  = Resistencia total imposta ao fluxo de calor (K/W)

$\Delta T$  = Diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo da câmara (K)

Segundo Costa (1982) os valores de fluxo de calor pelas paredes podem ser classificados de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1 – Classificação para fluxo de calor pelas paredes

<b>Classificação</b>	<b>Valores (W/m²)</b>
<b>Excelente</b>	9,3
<b>Bom</b>	11,63
<b>Aceitável</b>	13,96
<b>Regular</b>	17,44
<b>Mau</b>	>17,44

Fonte: Adaptado pelo autor com base (COSTA, 1982).

Para determinar a transferência de calor unidimensional sem geração de energia interna e com propriedades constantes, Incropera et al. (2011) associa a difusão de calor com a de carga elétrica. Assim, da mesma maneira que a resistência elétrica está associada a condução de eletricidade a resistência térmica está associada a condução de calor. Para uma parede plana a resistência térmica de condução é definida pela Equação 9.

$$R_{t, \text{cond}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{KA} \quad (9)$$

Onde:

$R_{t, \text{cond}}$  = Resistência térmica por condução (KW)

$T_s$  = Temperatura superficial (K)

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

$L$  = Espessura (m)

$K$  = Coeficiente de transferência de calor condutivo (W/(m · K))

$A$  = Área (m²)

Para uma parede plana a resistência térmica de convecção é definida pela Equação 10 (INCROPERA, et al., 2011).



$$R_{t, \text{conv}} = \frac{T_s - T_{\infty}}{q_x} = \frac{1}{hA} \quad (10)$$

Onde:

$R_{t, \text{conv}}$  = Resistência térmica por convecção ( $K/W$ )

$T_s$  = Temperatura superficial ( $K$ )

$T_{\infty}$  = Temperatura global / ambiente ( $K$ )

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional ( $W$ )

$h$  = Coeficiente de transferência de calor convectivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

O coeficiente convectivo local varia de acordo com a movimentação do fluido, podendo ser uma convecção natural ou forçada (INCROPERA, et al., 2011). Valores para o coeficiente convectivo local por tipo de convecção são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Coeficiente de transferência convectivo local por tipo de convecção

Tipo de convecção	$h$ ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
Livre, gases	2 a 25
Livre, líquidos	10 a 1.000
Forçada, gases	25 a 250
Forçada, líquidos	50 a 20.000
Ebulição, condensação	2.500 a 100.000

Fonte: (ASHRAE, 2010).

Para paredes planas com convecção nas duas superfícies o circuito térmico equivalente é mostrado na Figura 7. Nesses casos a taxa de transferência de calor é determinada pela Equação 11 considerando cada elemento em separado, pois o fluxo de calor ao longo da parede é constante (INCROPERA, et al., 2011).

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/KA} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2A} \quad (11)$$

Onde:

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional ( $W$ )

$T_s$  = Temperatura superficial ( $K$ )

$T_\infty$  = Temperatura global / ambiente ( $K$ )

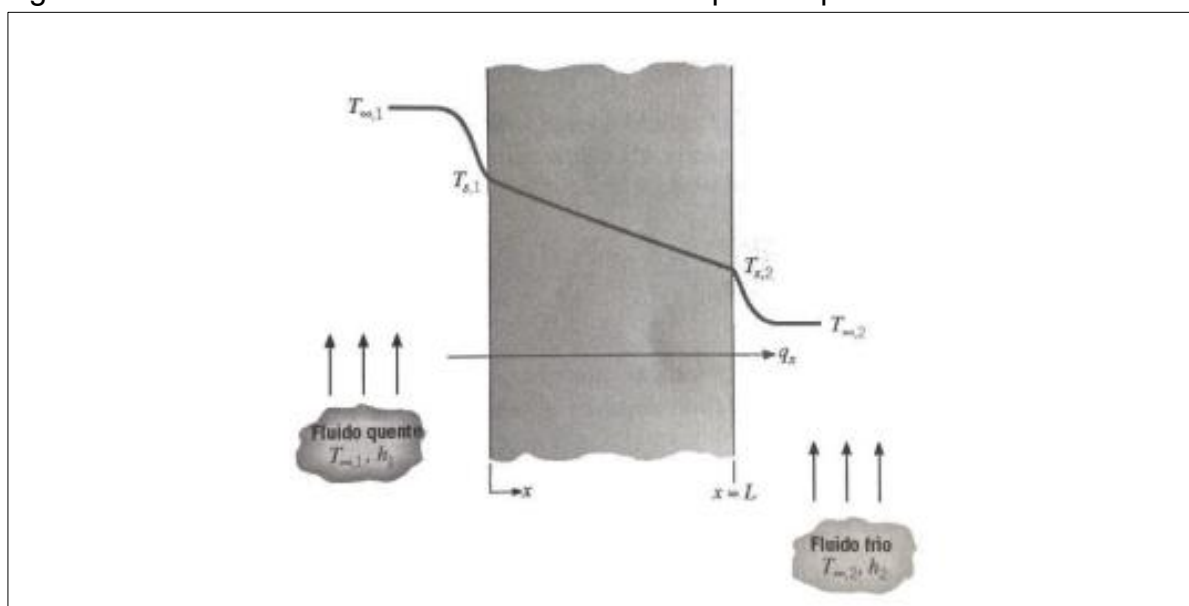
$L$  = Espessura ( $m$ )

$h$  = Coeficiente de transferência de calor convectivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$K$  = Coeficiente de transferência de calor condutivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

Figura 7 – Transferência de calor através de uma parede plana



Fonte: Adaptado de (INCROPERA, et al., 2011)

Em termos da diferença de temperatura global,  $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$  e da resistência térmica total, pode-se representar a taxa de transferência de calor de acordo com a Equação 12.

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (12)$$

Onde:

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional ( $W$ )

$T_\infty$  = Temperatura global / ambiente ( $K$ )

$R_{tot}$  = Resistência térmica total ( $KW$ )

Devido às resistências condutivas e convectivas serem associadas em série, podem, assim, ser somadas. A resistência total é dada pela Equação 13.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (13)$$

Onde:

$h$  = Coeficiente de transferência de calor convectivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$K$  = Coeficiente de transferência de calor condutivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$L$  = Espessura ( $m$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

A troca de calor radiante com a vizinhança pode ser definida pela Equação 14 (INCROPERA, et al., 2011).

$$R_{t, rad} = \frac{T_s - T_{viz}}{q_{rad}} = \frac{L}{h_r \cdot A} \quad (14)$$

Onde:

$R_{t, rad}$  = Resistência térmica por radiação ( $KW$ )

$T_s$  = Temperatura superficial ( $K$ )

$T_{viz}$  = Temperatura global / ambiente ( $K$ )

$q_{rad}$  = Taxa de transferência de calor unidimensional ( $W$ )

$L$  = Espessura (m)

$h_r$  = Coeficiente de transferência de calor por radiação ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

Quando se tem uma superfície com materiais compostos (FIGURA 8) a taxa de calor unidimensional pode ser definida pela Equação 15.

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\sum R_{tot}} \quad (15)$$

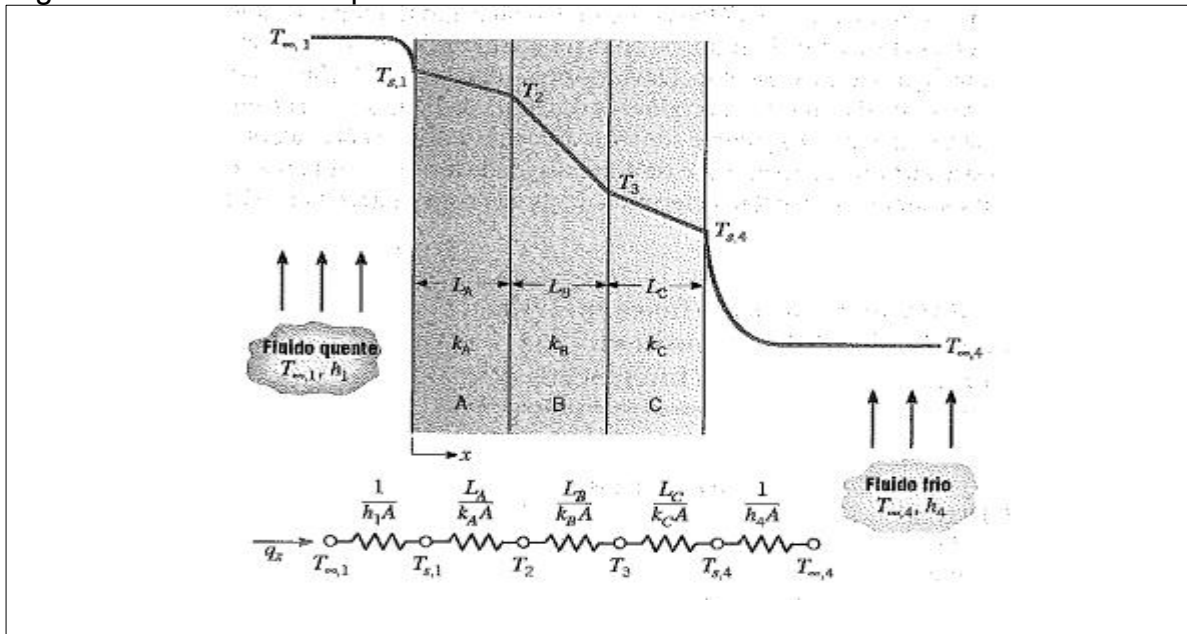
Onde:

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

$T_{\infty}$  = Temperatura global / ambiente (K)

$R_{tot}$  = Resistência térmica total (KW)

Figura 8 – Paredes compostas



Fonte: Adaptado de (INCROPERA, et al., 2011).

Em sistemas compostos, Incropera, et al., (2011) define na Equação 16 a utilização do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) que é análogo à lei do resfriamento de Newton.

$$q_x = U A \Delta T \quad (16)$$

Onde:

$q_x$  = Taxa de transferência de calor unidimensional ( $W$ )

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $W (m^2 \cdot K)$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

$\Delta T$  = Diferença de temperatura externa e interna ( $K$ )

Onde o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é definido pela Equação 17 (INCROPERA, et al., 2011).

$$U = \frac{1}{R_{tot} A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (17)$$

Onde:

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $W (m^2 \cdot K)$ )

$R_{tot}$  = Resistência térmica total ( $K/W$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

$L$  = Espessura ( $m$ )

$h$  = Coeficiente de transferência de calor convectivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

$K$  = Coeficiente de transferência de calor condutivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

### 2.3.2 Carga térmica devido aos produtos

A carga térmica devido aos produtos é resultado do calor que deve ser retirado do mesmo até atingir a temperatura desejada. Em alguns casos o produto entra no equipamento de refrigeração com a temperatura acima da de armazenagem. A quantidade de calor a ser removida do produto para se atingir a temperatura de armazenagem deve ser considerada no cálculo da carga térmica total do equipamento (DOSSAT, 2004).

No caso específico de o produto ser cerveja, entendida por Palmer (2006) como qualquer bebida feita fermentando um mosto contendo cevada maltada e lúpulo, as propriedades relevantes para o cálculo da carga térmica estão dispostas na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades da cerveja

Propriedade	Valor (kJ/kg K)
Calor Específico Resfriamento	3,852
Calor Específico Congelamento	1,968
Calor Congelamento	300,2

Fonte: Adaptado com base em (MACAGNAN, 2015)

Segundo definição (ASHRAE, 2010) o cálculo da carga térmica de produto é definido pela Equação 18.

$$Q_{produto} = m_{produto} \cdot c_1 (T_1 - T_2) \quad (18)$$

Onde:

$Q_{produto}$  = Calor Produto (kJ)

$m_{produto}$  = Massa produto (kg)

$c_1$  = Calor específico do produto antes do congelamento (kJ/kg K)

$T_1$  = Temperatura inicial antes do congelamento (K)

$T_2$  = Temperatura antes do congelamento (K)

### 2.3.3 Carga térmica devido à infiltração

A carga térmica proveniente da infiltração de ar tem relação com a entrada de ar quente (ar externo) e com a saída de ar frio da câmara frigorífica através de portas ou quaisquer outras aberturas. Toda vez que uma porta do equipamento é aberta, uma determinada quantidade de ar externo penetra na mesma, a qual deverá ser resfriada pelo sistema frigorífico da câmara, aumentando a carga térmica total (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

As portas de refrigeradores comerciais são equipadas com juntas bem montadas de forma a ficar com todo o contorno bem vedado, tendo assim pouco ou nenhuma troca de ar, de modo que as trocas de calor limitam-se àquelas provenientes da abertura e fechamento efetivo das portas (DOSSAT, 2004).

Segundo Dossat (2004) a carga térmica devido a infiltração de ar pode ser definida pela Equação 19.

$$Q_{infiltração} = m_{ar} (h_o - h_i) \quad (19)$$

Onde:

$Q_{infiltração}$  = Calor infiltração (kJ)

$m_{ar}$  = Massa de ar que entra no espaço em 24h (kg)

$h_o$  = Entalpia do ar externo (kJ/kg K)

$h_i$  = Entalpia do ar interno (kJ/kg K)

#### 2.3.4 Carga térmica mista

Na maioria das aplicações em equipamentos de refrigeração comercial a carga térmica mista é relativamente pequena, sendo composta geralmente do calor cedido pelas luzes e por motores de ventilação dentro do gabinete refrigerado (DOSSAT, 2004).

Dessa forma, de acordo com Silva (2007), é possível utilizar os valores de potência nominal dos equipamentos. Neste caso a Equação para definição do calor gerado devido a iluminação é a Equação 20.

$$Q_{iluminação} = P_{lâmpada} \quad (20)$$

Onde:

$Q_{iluminação}$  = Carga térmica proveniente da iluminação (W)

$P_{lâmpada}$  = Potência nominal (W)

Para o cálculo da carga térmica devido ao motores elétricos se utiliza a Equação 21.

$$Q_{motores} = P_{motores} \quad (21)$$

Onde:

$Q_{motores}$  = Carga térmica proveniente dos motores elétricos (W)

$P_{motores}$  = Potência nominal (W)

## 2.4 Superaquecimento do sistema

O ajuste do superaquecimento é um dos mais importantes parâmetros nos equipamentos de refrigeração, pois é responsável pela proteção do compressor contra golpes de líquido, pelo resfriamento adequado do moto compressor e também para que o equipamento seja eficiente. O superaquecimento consiste em um aquecimento adicional do vapor que se formou durante a passagem pelo evaporador, para assegurar que não se tenha fluído líquido sendo succionado pelo compressor (SILVA; SILVA, 2007).

No ciclo ideal é considerado que o vapor na admissão alcança a entrada do compressor como vapor saturado à pressão e temperatura de vaporização, porém como visto anteriormente, isso não ocorre na prática, pois depois que o fluído refrigerante for vaporizado completamente no evaporador, o vapor saturado frio irá continuar a absorver calor do meio e se tornará superaquecido antes de chegar no compressor (DOSSAT, 2004).



Um superaquecimento elevado ( $> 11^{\circ}\text{C}$ ) significa que a maior parte da superfície da serpentina está sendo utilizada para superaquecer o fluido refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um superaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco da sucção de líquido pelo compressor (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

O superaquecimento do sistema pode ser definido aplicando-se a Equação 22.

$$\textit{Super Aquecimento} = T_2 - T_1 \quad (22)$$

Onde:

$T_1$  = Temperatura de evaporação obtida pela pressão (K)

$T_2$  = Temperatura de sucção verificada com o termopar (K)

### **3 METODOLOGIA**

Neste capítulo é apresentada a metodologia aplicada para o desenvolvimento do trabalho apresentado no primeiro capítulo.

#### **3.1 Método científico**

O presente trabalho é classificado como de natureza aplicada. Segundo Neves (2007) o trabalho de natureza aplicada tem por objetivo a produção de conhecimentos que tenham aplicação prática e dirigida à solução de problemas reais específicos, envolvendo verdades e interesses locais.

A pesquisa pode ser definida como descritiva, uma vez que o objetivo primordial das pesquisas descritivas é a descrição das características de determinada população ou fenômeno ou, então, o estabelecimento de relações entre variáveis (GIL, 2002).

Este trabalho se classifica como um estudo de caso, segundo Gil (2010, p. 37) o estudo de caso “consiste no estudo profundo e exaustivo de um ou mais objetos, de maneira que permita seu amplo e detalhado conhecimento”.

Para fazer uso do estudo de caso como método de pesquisa é preciso coletar e analisar informações sobre um indivíduo, um grupo, uma família ou uma comunidade determinada, para que se possa estudar variados aspectos de sua vida, de acordo com a pesquisa que está sendo realizada (PRODANOV; FREITAS, 2013).

#### **3.2 Equipamentos utilizados**

A seguir estão os principais equipamentos e ferramentas utilizados para o desenvolvimento e verificações das temperaturas, pressões e consumo do equipamento a ser testado.

### 3.2.1 Módulo de aquisição de dados

Equipamento utilizado para aquisição de dados de temperatura, módulo de aquisição de dados modelo 34970A (FIGURA 9). Ele captura e armazena os dados de temperatura (KEYSIGHT TECHNOLOGIES, 2017).

Figura 9 – Módulo de aquisição de dados 34970A



Fonte: (KEYSIGHT TECHNOLOGIES, 2017).

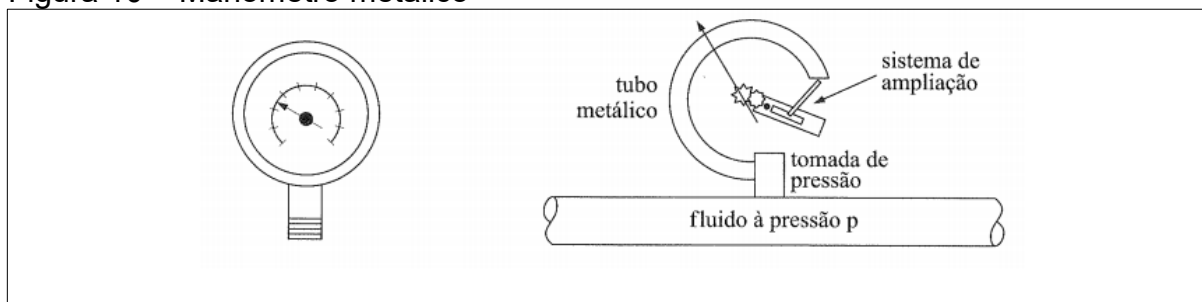
### 3.2.2 Sistema Sitrad

Para o gerenciamento das temperaturas do sistema de refrigeração ensaiado será utilizado o software Sitrad da Full Gauge Controls. Com esse sistema é possível armazenar, continuamente, dados de temperatura, tempo e voltagem, permitindo a concepção de gráficos que relacionam essas variáveis (SITRAD, 2017).

### 3.2.3 Manômetro

A verificação das pressões do sistema de refrigeração é realizada através de um manômetro metálico, que recebe esse nome, pois a pressão é determinada pela deformação do tubo metálico, conforme representado na Figura 10. A leitura da pressão é realizada diretamente na escala do mostrador, quando o manômetro estiver exposto à pressão atmosférica (BRUNETTI, 2008).

Figura 10 – Manômetro metálico



Fonte: Brunetti (2008).

### 3.2.4 Câmara de testes

O equipamento utilizado para a realização dos testes com a simulação de temperatura de operação será a câmara de testes do laboratório da empresa Venax Eletrodomésticos (FIGURA 11). Ela é basicamente um recinto com isolamento em lã de vidro com espessura de 100 mm equipada com cinco resistências com potência nominal de 2500W responsáveis pelo aquecimento e manutenção da temperatura interna (VENAX, 2014).

Figura 11 – Câmara de ensaio

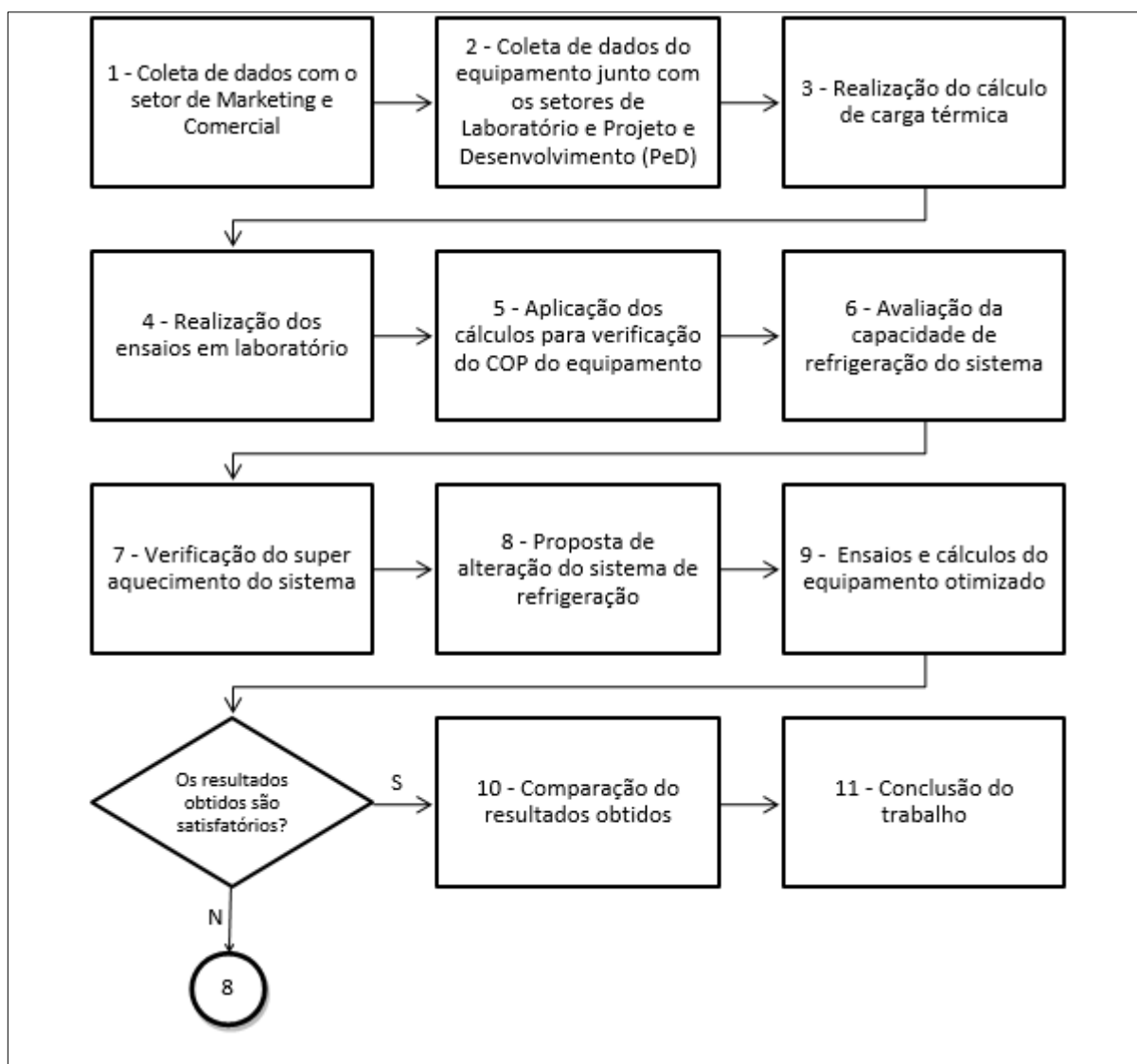


Fonte: Do autor (2017).

## 3.3 Procedimentos metodológicos

Neste ponto descrevem-se os procedimentos adotados pelo autor para atingir os objetivos definidos no capítulo introdutório do trabalho, apresentando, cronologicamente, a forma com que as atividades serão desenvolvidas (FIGURA 12).

Figura 12 – Fluxograma de etapas do estudo



Fonte: Do autor (2017).

As atividades descritas e apresentadas no fluxograma acima estão detalhadas abaixo.

Atividade 1: Coletas de dados com o setor de Marketing e com o setor Comercial da empresa para entender as principais necessidades dos clientes em equipamentos leves para refrigeração de cervejas. A partir dos resultados obtidos serão definidos os dados de entrada para o projeto do equipamento.

Atividade 2: Verificação com o setor de laboratório, dados de produtos semelhantes já fabricados pela empresa, a fim de se obter informações técnicas dos produtos e verificar normas as quais o equipamento deverá ser submetido. Coletar com o setor de Projeto e Desenvolvimento, desenhos e especificações do corpo do equipamento, a fim de obter informações como espessura de isolamento térmico, materiais utilizados e o plano de carga.

Atividade 3: Com base nos dados dos materiais utilizados para o isolamento obtidos na atividade 2, serão realizados os cálculos de carga térmica para o equipamento, conforme descrito no capítulo 2. Serão consideradas as condições de teste para os cálculos realizados.

Atividade 4: Realizar o teste do equipamento com a configuração atual do projeto, a fim de coletar os dados necessários. Para ter um resultado mais confiável, o teste será realizado três vezes e os resultados utilizados serão as médias dos valores coletados nos testes. O teste do sistema será realizado de acordo com as etapas a seguir:

1. O equipamento é inserido na câmara de testes e carregado de acordo com o plano de carga padrão especificado para o mesmo.
2. Sensores de temperatura devem ser instalados na entrada e saída do evaporador, condensador e compressor para verificar as temperaturas durante a operação do produto. Sensores também devem ser colocados em diferentes pontos no interior do gabinete para verificação das temperaturas do interior do equipamento. Os sensores de temperatura colocados junto as tubulações do sistema deverão ser isolados para evitar que a temperatura do ambiente influencie nos dados obtidos.
3. Instalar a 100 mm de distância da entrada e da saída do compressor, manômetros para verificação das pressões de alta e baixa do sistema.
4. Elevar a temperatura da câmara a 32°C e com o equipamento desligado manter todas as portas abertas até que todos os componentes entrem em equilíbrio térmico com a temperatura da câmara de testes.
5. As portas do equipamento devem ser fechadas e o mesmo ligado à energia elétrica para que seja acionado. O equipamento deve continuar operando

até que as condições de regime permanente sejam mantidas e a temperatura das garrafas chegue a  $-2^{\circ}\text{C}$ .

Atividade 5: Com base nos resultados obtidos na atividade 4 serão verificados em tabelas termodinâmicas específicas para o fluido refrigerante R134a os valores para entalpia, para definir o COP de Carnot e o COP real, aplicado a Equação 2 e a Equação 3 respectivamente descritas no capítulo 2.

Atividade 6: Realização do cálculo para verificação da capacidade de refrigeração do sistema, de acordo com a Equação 5 descrita no capítulo 2.

Atividade 7: Com base nos resultados dos ensaios da atividade 4 serão aplicados os cálculos para verificação do superaquecimento do sistema, de acordo com a Equação 22. A verificação do superaquecimento do sistema será realizada de acordo com as etapas a seguir:

1. Verificar a pressão do sistema na entrada do compressor;
2. Verificar a temperatura na saída do evaporador;
3. Aguardar a estabilização do sistema;
4. Entrar na tabela do fluido refrigerante utilizado e verificar a temperatura de evaporação,  $t_1$ ;
5. Aplicar a Equação 22.

Atividade 8: A partir dos resultados dos ensaios e dos cálculos realizados nas atividades anteriores, será feita uma comparação entre a carga térmica e a capacidade de refrigeração, e, a partir disso, serão propostas alterações no sistema de refrigeração a fim de satisfazer os resultados de eficiência e capacidade frigorífica definidos nos objetivos deste trabalho.

Atividade 9: Realização dos ensaios com o equipamento alterado conforme definido na atividade 8. Os procedimentos, testes e cálculos serão os mesmos realizados nas atividades 4, 5, 6, 7 e 8 descritas acima.

Ponto de decisão: Verificar se os resultados obtidos com a alteração do sistema foram satisfatórios, com base nos objetivos definidos. Caso os resultados não forem satisfatórios, a atividade 9 deverá ser realizada novamente até se obter os resultados esperados.

Atividade 10: Realizar a análise comparativa dos resultados obtidos em ambas as configurações do sistema de refrigeração do equipamento.

Atividade 11: Concluir, documentar e arquivar os resultados obtidos, assim como a metodologia e os cálculos, de maneira que possam ser utilizados no setor de projetos para o desenvolvimento e otimização dos demais produtos de refrigeração da empresa Venax Eletrodomésticos.



## 4 DESCRIÇÃO DA EMPRESA E PRODUTO

Este capítulo traz informações da empresa Venax Eletrodomésticos e do Expositor de Cervejas 330 litros, seu produto em desenvolvimento.

### 4.1 Venax Eletrodomésticos

Em atividade desde maio de 1985, a Venax Eletrodomésticos LTDA é a única empresa de eletrodomésticos em atividade no Rio Grande do Sul, atualmente trabalham na empresa cerca de 490 funcionários. Possui cerca de 37.000 m<sup>2</sup> de área construída em Venâncio Aires. Com o objetivo de produzir eletrodomésticos diversificados, a empresa desenvolveu uma planta produtiva verticalizada, com processos de fabricação desenvolvidos para ter agilidade no atendimento ao cliente, disponibilizando variados modelos e linhas. A linha de produção dá ênfase a fogões a gás, fogões à lenha, fogões de embutir, fornos de embutir a gás, fornos elétricos, fogões industriais, *freezers* e expositoras de bebidas.

### 4.2 Expositor de cerveja

A Venax Eletrodomésticos tem em desenvolvimento um equipamento comercial expositor de cervejas, conforme Figura 13. O propósito da empresa para esse produto é que o mesmo tenha a capacidade de refrigeração adequada e eficiente no que concerne ao consumo de energia elétrica, destacando-se positivamente no mercado de expositores de cerveja.

Figura 13 – Cervejeira 330 Litros



Fonte: Do autor (2017).

O produto está sendo desenvolvido para atender a demanda em bares, mercados e lancherias.

## 5 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento das atividades propostas pela metodologia apresentada no capítulo 3.

### 5.1 Pesquisa setores

O estudo do sistema de refrigeração proposto no presente trabalho teve início com a realização de duas reuniões entre o autor e representantes dos setores comercial e de marketing da empresa com o objetivo de conhecer melhor as necessidades, tanto da empresa quanto dos clientes, para os equipamentos de refrigeração comercial com uso específico para refrigerar cervejas.

O Quadro 1 sintetiza as principais informações extraídas das reuniões realizadas que serviram como base para o estudo.

Quadro 1 - Informações da pesquisa

Setor	Informações
Comercial, Vendas	Os principais pontos considerados na hora da venda são preço, qualidade e rendimento. O equipamento deve gelar de forma rápida a cerveja. É importante ter um diferencial de mercado, nesse caso equipamentos que consumam menos energia elétrica.
Marketing	Para o setor é importante a questão da eficiência energética do equipamento como diferencial no mercado, isso pode ser utilizado como argumento de marketing.

Fonte: Do autor (2017).

## 5.2 Coleta de dados técnicos

Em reunião com o setor de engenharia foi verificado que não existe no Brasil normativa que estabeleça níveis de eficiência energética e capacidade para equipamentos comerciais leves para refrigeração de cervejas. O equipamento deve ser submetido à norma brasileira de segurança elétrica. O setor também informou as medidas do gabinete do equipamento (ANEXO 1), que serão utilizadas para o cálculo de carga térmica. Os dados e especificações técnicas do equipamento estão dispostos no Quadro 2.

Quadro 2 – Dados técnicos do equipamento

Dado	Descrição
Compressor	Modelo EMI 70HER, Embraco: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Refrigerante R134a</li> <li>• Referência comercial: 1/5 hp</li> <li>• Capacidade de refrigeração: 308 W</li> <li>• Superaquecimento 4 a 8</li> </ul>
Evaporador	Modelo aletado, Serraff: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Geometria Visa Classic</li> <li>• Capacidade 272 W</li> <li>• Fluido refrigerante R134a</li> <li>• Ventilador 25 W</li> </ul>
Dispositivo de expansão	Capilar: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Comprimento: 2800 mm</li> <li>• Diâmetro: 0,80 mm</li> </ul>
Controle de temperatura	Controlador digital
Volume interno	Volume total 330 litros; Volume útil 300 litros.
Capacidade de carga	120 garrafas de 600 ml (72 Kg de cerveja)
Temperatura de trabalho	De -2 ° C a -6 ° C
Iluminação	2,88W

Fonte: Do autor (2017).

## 5.3 Cálculos da carga térmica

A seguir estão descritos os cálculos realizados para determinação da carga térmica total do equipamento.

### 5.3.1 Carga térmica devido à transferência de calor pelas paredes

Para determinar a carga térmica cedida pelas paredes é necessário determinar a resistência total  $R_{tot}$  e o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) utilizando-se a Equação 13 e a Equação 17, respectivamente para cada superfície do equipamento. O valor do coeficiente de transferência convectivo foi definido de acordo com a Tabela 2, como 137,5 W/(m<sup>2</sup>/K) para o ambiente externo e interno. Os valores do coeficiente de transferência de calor condutivo ( $K$ ) foram obtidos com os fornecedores de cada material sendo definidos como 0,025 W/mK para poliuretano expandido, 0,026 W/mK para as chapas poliestireno e como 204 W/mK para a chapa de aço. As áreas e espessuras de isolamento para cada superfície estão dispostas no Anexo 1.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (13)$$

Onde:

$h$  = Coeficiente de transferência de calor convectivo (W/(m<sup>2</sup> · K))

$K$  = Coeficiente de transferência de calor condutivo (W/(m<sup>2</sup> · K))

$L$  = Espessura (m)

$A$  = Área (m<sup>2</sup>)

$$U = \frac{1}{R_{tot} A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{KA} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (17)$$

Onde:

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor (W (m<sup>2</sup>/· K))

$R_{tot}$  = Resistência térmica total (K/W)

$A = \text{Área (m}^2\text{)}$

$L = \text{Espessura (m)}$

$h = \text{Coeficiente de transferência de calor convectivo (W/(m}^2 \cdot K\text{))}$

$K = \text{Coeficiente de transferência de calor condutivo (W/(m}^2 \cdot K\text{))}$

Pode-se verificar na Tabela 4 os resultados da aplicação das equações para cada superfície do equipamento.

Tabela 4 – Valores

<b>Superfície</b>	<b><math>R_{tot}</math> (K/W)</b>	<b><math>U</math> ((W (m<sup>2</sup>/· K)))</b>
<b>Laterais</b>	2,4205	0,3267
<b>Costas</b>	2,0416	0,4422
<b>Teto</b>	6,2340	0,1269
<b>Fundo</b>	8,9294	0,0295
<b>Porta</b>	2,5218	0,3580

Fonte: Do autor (2017).

Com os valores calculados, aplicou-se a Equação 16 para definir a quantidade de calor cedida por cada superfície. Sendo a carga térmica total de transferência de calor pelas paredes o somatório das cargas que penetram em cada superfície, conforme Tabela 5. Para o cálculo de carga térmica optou-se por utilizar a temperatura ambiente do teste de operação do equipamento, que é de 32°C. A temperatura interna utilizada de acordo com as informações da atividade 2 define o *setpoint* do equipamento em -6°C.

$$q_x = U A \Delta T \quad (16)$$

Onde:

$q_x = \text{Taxa de transferência de calor unidimensional (W)}$

$U = \text{Coeficiente global de transferência de calor (W (m}^2\text{/· K))}$

$A = \text{Área (m}^2\text{)}$

$\Delta T$  = Diferença de temperatura externa e interna (K)

Tabela 5 – Carga térmica cedida pelas paredes

Superfície	U.A (W/K)	$\Delta T$ (K)	qx (W)
<b>Laterais</b>	0,2584	38	9,818
<b>Costas</b>	0,3993	38	15,175
<b>Teto</b>	0,0394	38	1,896
<b>Fundo</b>	0,0078	38	0,296
<b>Porta</b>	0,3232	38	12,285
<b>Carga térmica total cedida pelas paredes (W)</b>			<b>39,074</b>

Fonte: Do autor (2017).

### 5.3.2 Carga térmica devido ao produto

Para o cálculo da carga térmica do produto a ser refrigerado utilizou-se a Equação 18 sendo que o calor específico de resfriamento da cerveja está definido na Tabela 3 como 3,852 kJ/kg °C. O valor da massa de produto foi definido de acordo com o plano de carga do equipamento que está disposto no item 5.2 como 72 Kg. As temperaturas T1 e T2 foram as mesmas utilizadas para o cálculo da carga térmica de calor cedido pelas paredes.

$$Q_{produto} = m_{produto} \cdot c_1 (T_1 - T_2) \quad (18)$$

Onde:

$Q_{produto}$  = Calor Produto (kJ)

$m_{produto}$  = Massa produto (kg)

$c_1$  = Calor específico do produto antes do congelamento (kJ/kg K)

$T_1$  = Temperatura inicial antes do congelamento (K)

$T_2$  = Temperatura antes do congelamento (K)

Substituindo as variáveis da Equação a cima, obteve-se o valor da carga de produto.

$$Q_{produto} = 72.3852,38 = 10539,1 \text{ KJ}$$

Para se obter o valor em Watts deve-se dividir o resultado pelo tempo de resfriamento da carga em segundos, sendo o objetivo refrigerar a bebida em 24h.

$$Q_{produto} = \frac{10539,1}{86400} = 0,122 \text{ KW}$$

### 5.3.3 Carga térmica devido à infiltração

A carga térmica devido à infiltração de ar pela abertura da porta foi definida pela Equação 20. Supondo que todo o volume de ar é trocado a cada abertura de porta, definiu-se como base para o cálculo a quantidade de duzentas aberturas de porta durante um dia, resultando em 49 Kg/dia. As entalpias do ar foram obtidas no Anexo 3, onde a entalpia do ar externo a 32°C é de 32,193 kJ/kg e a entalpia do ar interno a -6°C é de -6,034 kJ/kg.

$$Q_{infiltração} = m_{ar} (h_o - h_i) \quad (20)$$

Onde:

$Q_{infiltração}$  = Calor infiltração (kJ)

$m_{ar}$  = Massa de ar que entra no espaço em 24h (kg)

$h_o$  = Entalpia do ar externo (kJ/kg)

$h_i$  = Entalpia do ar interno (kJ/kg)

Substituindo os valores das variáveis obtém-se o valor da carga térmica devido à infiltração de ar por abertura de porta.

$$Q_{infiltração} = 49 (32,193 - (-6,034)) = 1873,123 \text{ KJ}$$



Se obtém o valor em KW dividindo o valor de 1873,123 KJ pelo tempo de um dia em segundos.

$$Q_{\text{infiltração}} = \frac{1873,123}{86400} = 0,02167 \text{ KW}$$

### 5.3.4 Carga térmica mista

A carga térmica mista é composta do calor cedido pela luz e pelo motor elétrico de ventilação do evaporador, ambos ficam dentro do gabinete. Para o cálculo da carga térmica de iluminação, utilizou-se a Equação 21, considerando-se a potência declarada pelo fornecedor de 2,88W da lâmpada.

$$Q_{\text{iluminação}} = P_{\text{lâmpada}} \quad (21)$$

Onde:

$Q_{\text{iluminação}}$  = Carga térmica proveniente da iluminação (W)

$P_{\text{lâmpada}}$  = Potência nominal (W)

Substituindo tem-se:

$$Q_{\text{iluminação}} = 2,88 \text{ W}$$

Para o cálculo da carga térmica devido ao motor elétrico dentro do ambiente refrigerado se utiliza a Equação 22. O valor da potência nominal do motor é de 25 W, conforme informado no Quadro 2.

$$Q_{\text{motores}} = P_{\text{motores}} \quad (22)$$

Onde:

$Q_{\text{motores}}$  = Carga térmica proveniente dos motores elétricos (W)

$P_{\text{motores}}$  = Potência nominal (W)

Substituindo tem-se:

$$Q_{motores} = 25 \text{ W}$$

### 5.3.5 Carga térmica total

A carga térmica total foi obtida somando-se os valores de carga térmica devido à transferência de calor pelas paredes, aos produtos, de infiltração de ar e carga de iluminação e motores elétricos, conforme apresentado na Tabela 6.

Tabela 6 – Carga térmica total

Carga térmica	Q (W)
Paredes	38,13
Produto	122,00
Infiltração	21,67
Iluminação	2,88
Motores elétricos	25
<b>Carga térmica total (W)</b>	<b>209,667</b>

Fonte: Do autor (2017).

### 5.3.6 Interface de cálculo

A interface foi desenvolvida em software de planilha de fácil utilização para auxiliar nos cálculos de carga térmica para equipamentos semelhantes ao desse estudo de caso, gerando os resultados de forma instantânea e rápida. O Quadro 3 apresenta uma parte da interface desenvolvida, a planilha completa encontra-se no Apêndice 1.

Quadro 3 – Parte da interface de cálculo

Quadro 6 - Parte da interface de cálculo

CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA PARA UM EQUIPAMENTO EXPOSITOR DE CERVEJAS									
TEMPERATURAS			CONDUTIVIDADE TÉRMICA			COEFICIENTE CONVECTIVO			
INTERNA	267	K	Metal	204	W/(mK)	Interno	13,5	W/(m²K)	
EXTERNA	305	K	PU	0,025	W/(mK)	Externo	137,5	W/(m²K)	
DIFERENÇA	38	K	PSAI	0,026	W/(mK)				

DADOS DO GABINETE						
Local	Altura (m)	largura (m)	Area (m²)	Espessura Meta (m)	Espessura PU (m)	Espessura PSAI (m)
LATERAL	1,515	0,522	0,79083	0,0006	0,04557	0,002
TETO	0,596	0,522	0,311112	0,006	0,0462	0,002
FUNDO	0,505	0,522	0,26361	0,006	0,05656	0,002
COSTAS	1,515	0,596	0,90294	0,006	0,0438	0,002
PORTA	1,515	0,596	0,90294	0,006	0,055	0,002

Fonte: Do autor (2017).

#### 5.4 Teste do sistema de refrigeração

De acordo com o procedimento definido na metodologia foi realizado o teste do equipamento com a configuração inicial do projeto. A aquisição de dados para análise foi realizada de 17 a 18 de outubro de 2017. O equipamento foi inserido na câmara de testes, carregado com o plano de carga padrão de 120 garrafas com 600 ml de cerveja e ambos aquecidos até a temperatura de 32°C para o início do teste na Figura 14. Foram inseridos ainda os sensores de temperatura de acordo com a Tabela 7. A instalação dos sensores de temperatura é demonstrada na Figura 15 e Figura 16. Observa-se na figura 17 o manômetro para verificação das pressões do sistema.

Figura 14 – Equipamento



Fonte: Do autor (2017).

Figura 15 – Sensores de temperatura instalados no evaporador



Fonte: Do autor (2017).

Figura 16 – Sensores de temperatura instalados na unidade condensadora



Fonte: Do autor (2017).

Figura 17 – Manômetro para verificação das pressões do sistema



Fonte: Do autor (2017).

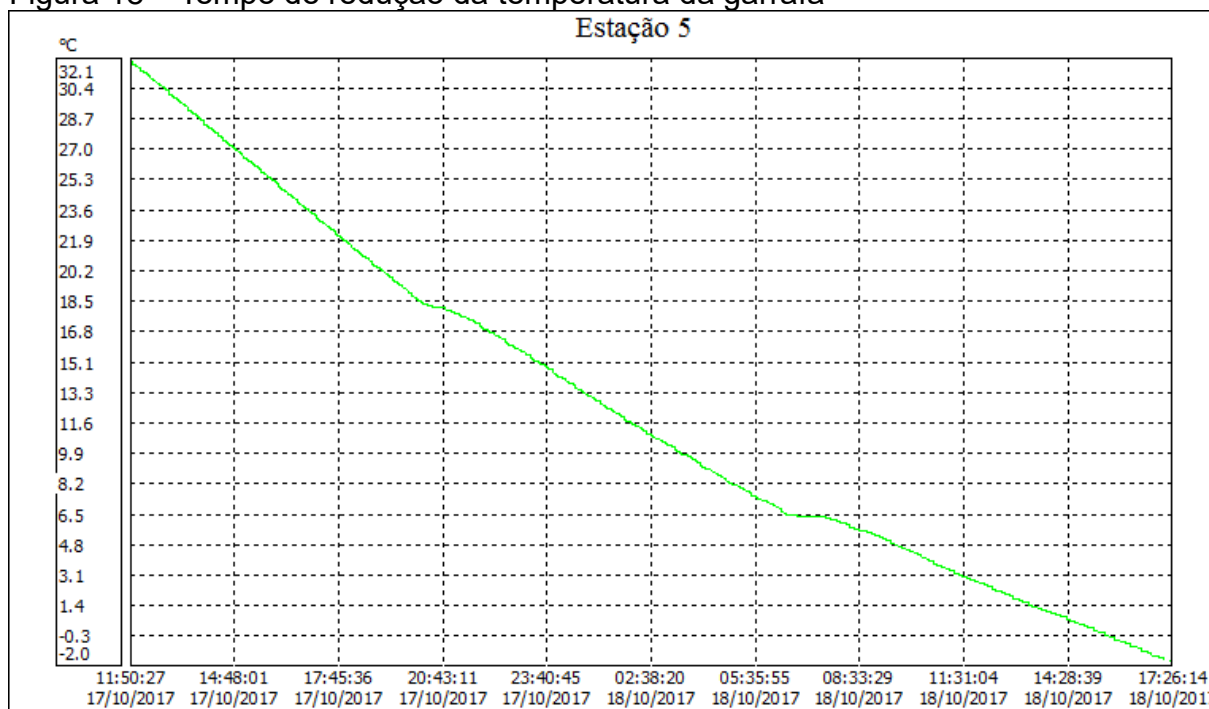
Tabela 7 – Sensores de temperatura

Local	Número
Entrada evaporador	1
Saída evaporador	2
Entrada compressor	3
Saída compressor	4
Entrada condensador	5
Saída condensador	6

Fonte: Do autor (2017).

O equipamento foi ligado e os dados de temperatura foram coletados em função do tempo, assim como as pressões de operação do sistema. O resultado do teste está representado na Figura 18, onde é possível observar a curva de redução de temperatura no tempo.

Figura 18 – Tempo de redução da temperatura da garrafa



Fonte: Do autor (2017).

Analisando o gráfico da redução de temperatura do teste 1, pode-se verificar que o tempo necessário para reduzir a temperatura do produto de 32°C para -2°C foi de 29 horas e 26 minutos. Com os valores de temperatura e pressão coletados foi possível determinar os valores de entalpia ( $h$ ) na tabela das propriedades termodinâmicas (ANEXO 2) para o fluido R-134a nos pontos do sistema, de acordo com a Tabela 8.

Tabela 8 – Definição das entalpias

Local	Pabs (kPa)	T (°C)	h (KJ/kg)
<b>1 Entrada evaporador</b>	111,325	-21,5	263,55
<b>2 Saída evaporador</b>	111,325	-10,3	394,06
<b>3 Entrada compressor</b>	111,325	-5,2	398,29
<b>4 Saída compressor</b>	1151,325	71,3	451,23
<b>5 Entrada condensador</b>	1151,325	65,3	444,46
<b>6 Saída condensador</b>	1151,325	44,9	263,55

Fonte: Do autor (2017).

#### 5.4.1 Cálculo do COP

A partir dos dados de temperatura registrados foi possível realizar os cálculos do Coeficiente de Operação. Para comparação foi calculado o COP de Carnot conforme Equação 2. A temperatura de condensação é de 44,75 °C e a temperatura de evaporadora é de -24,1 °C.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

Onde:

$T_1$  = Temperatura de evaporação (K)

$T_2$  = Temperatura de condensação (K)

Substituído as variáveis:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{248,9}{317,75 - 248,9} = 3,62$$

Observa-se que o coeficiente de operação de Carnot é um valor ideal, onde desconsidera-se as irreversibilidades do sistema e dessa forma não é possível se atingido no ciclo real.

O COP para o ciclo real pode ser determinado através das diferenças de entalpia, conforme a Equação 3. Os valores de entalpias utilizados estão dispostos na Tabela 8 .

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_{1'}} \quad (3)$$

Onde:

$h_1$  = Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)

$h_{1'}$  = Entalpia na entrada do compressor (kJ/kg)

$h_2$  = Entalpia na saída do compressor (kJ/kg)

$h_4$  = Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)

Substituindo:

$$COP = \frac{394,06 - 263,55}{451,23 - 398,29} = 2,4652$$

O COP é expressão da eficiência de um sistema de refrigeração. Nesse caso se tem um COP inicial de 2,4652.

#### 5.4.2 Cálculo da capacidade de refrigeração do evaporador

Calculou-se a capacidade de refrigeração através da Equação 5. A vazão mássica foi definida multiplicando-se o volume de deslocamento do compressor que é de 5,89E-06 m<sup>3</sup>, pela massa específica do R134a que é 5,29 Kg/m<sup>3</sup> e o resultado multiplicado pela rotação 60 rps, totalizando 0,00187 Kg/s e as entalpias de acordo com a Tabela 8.

$$Q = m(h_1 - h_4) \quad (5)$$

Onde:

$Q$  = Capacidade frigorífica (kW)

$m$  = Vazão mássica (kg/s)

$h_1$  = Entalpia na entrada do compressor (kJ/kg)

$h_4$  = Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)

Substituindo os valores tem-se:

$$Q = 0,00187(394,057 - 263,55) = 0,244 \text{ kW}$$

Pode-se observar que a capacidade do evaporador é superior com a carga térmica calculada.

#### 5.4.3 Cálculo do superaquecimento

O superaquecimento do sistema pode ser definido a partir da Equação 22, onde a temperatura de evaporação ( $T_1$ ) obtida na tabela de propriedades termodinâmicas do R-134a (ANEXO 2) na pressão manométrica de 10 KPa verificada na sucção do sistema é de 262,7 K. A temperatura na saída do evaporador é de 248,7 K. Os valores de temperatura e pressões utilizados encontram-se na Tabela 8.

$$\text{Super Aquecimento} = T_2 - T_1 \quad (22)$$

Onde:

$T_1$  = Temperatura de evaporação obtida pela pressão (K)

$T_2$  = Temperatura de sucção verificada com o termopar (K)

Sendo:

$$\text{Super Aquecimento} = 262,7 - 248,7 = 14 \text{ K}$$

Observa-se que o superaquecimento do equipamento está fora da faixa de recomendação do fabricante que é de 4 a 8 K. Esse superaquecimento elevado pode ser em função da carga inadequada de fluido refrigerante.

#### 5.5 Ajuste do sistema



A falta de fluido refrigerante no sistema faz com que o líquido no evaporador se transforme em vapor logo no início do mesmo, o que faz com o restante do evaporador sirva apenas para superaquecer o fluido refrigerante. À medida em que se acrescenta fluido ao sistema, o superaquecimento é reduzido.

Foi acrescentado 5g de fluido refrigerante e verificado novamente o superaquecimento após o período de uma hora. Esse procedimento foi feito até que o mesmo estivesse em aproximadamente 6 K, no centro da faixa especificada pelo fabricante do compressor. Abaixo pode-se verificar a variação do superaquecimento em relação a carga de fluido refrigerante (TABELA 9).

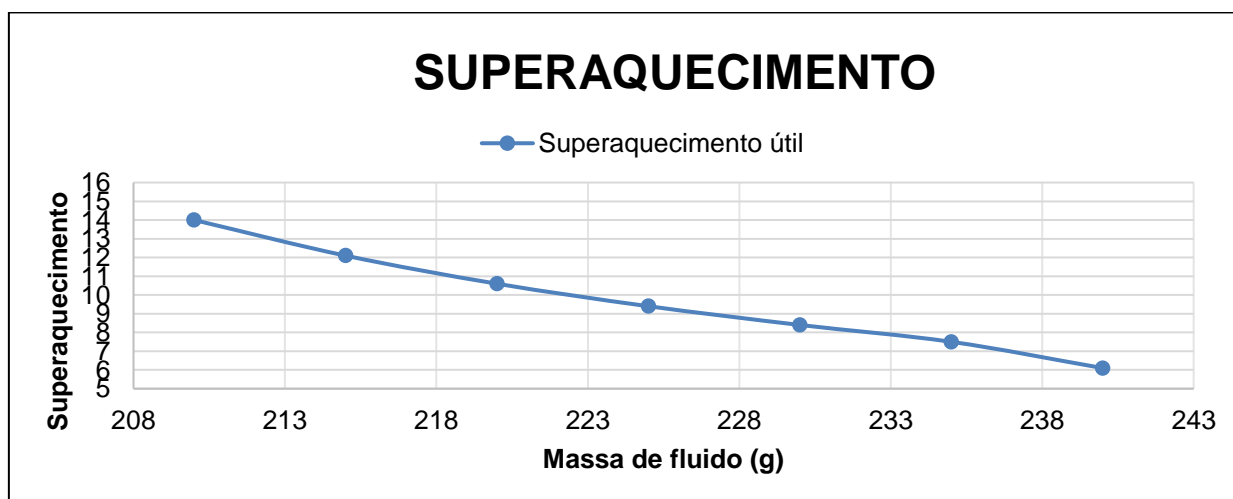
Tabela 9 – Ajuste do sistema

Massa fluido (g)	T7 (°C) Entrada Evap.	T8 (°C) Saída Evap.	T1 (°C) Entrada Compr.	T4 (°C) Saída cond.	Tevp. Pressão sucção (°C)	Superaqueci- mento
210	-21,5	-10,3	-5	44,9	-24,3	14
215	-21,5	-11,2	-5,4	40,2	-23,3	12,1
220	-20,6	-11,8	-6,1	35,8	-22,4	10,6
225	-19,8	-12	-6,8	36	-21,4	9,4
230	-18,8	-12,1	-7	36,1	-20,5	8,4
235	-18,6	-13	-7,3	35,9	-20,5	7,5
240	-18,5	-14,4	-7,5	36,8	-20,5	6,1

Fonte: Do autor (2017).

A variação do superaquecimento do sistema em relação a carga de fluido refrigerante do mesmo pode ser observada na Figura 19.

Figura 19 – Superaquecimento



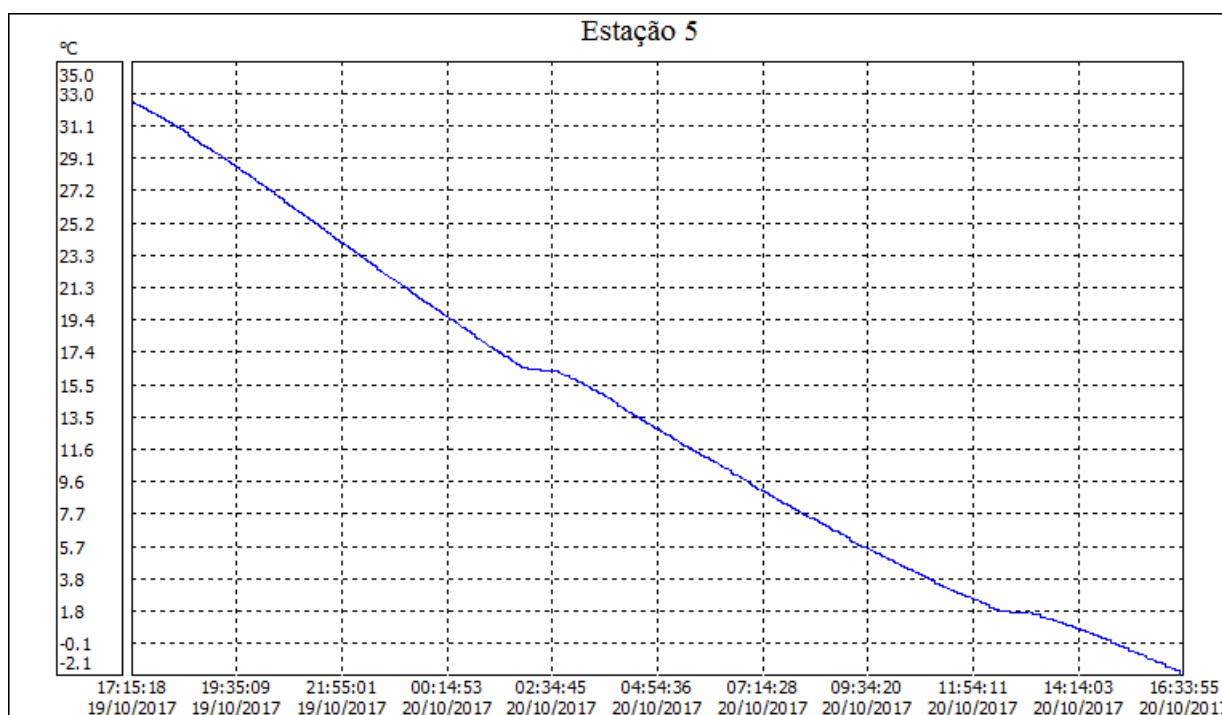
Fonte: Do autor (2017).

A análise da Figura 19 permite verificar que conforme foi sendo adicionado fluido refrigerante ao sistema, o superaquecimento foi reduzindo. Com a carga de 240g de fluido refrigerante o superaquecimento verificado foi de 6,1 K, valor que fica dentro da faixa especificada pelo fornecedor.

## 5.6 Teste do sistema de refrigeração com a nova carga de fluido refrigerante

Seguindo os procedimentos utilizados no primeiro teste, um novo teste foi realizado com a carga de fluido refrigerante redefinida em 240 g nos dias 19 e 20 de outubro de 2017. O resultado desse teste está representado na Figura 20, onde é possível observar a curva de redução de temperatura no tempo.

Figura 20 – Tempo de redução da temperatura da garrafa



Fonte: Do autor (2017).

Analisando o segundo teste, pode-se verificar que o tempo necessário para reduzir a temperatura do produto de 32°C para -2°C foi de 25 horas e 15 minutos. Com os valores de temperatura e pressão coletados foi possível determinar os valores de entalpia (h) na tabela das propriedades termodinâmicas (ANEXO 2) para o fluido R-134a nos pontos do sistema de acordo com a Tabela 10.

Tabela 10 – Definição das entalpias

Local	Pabs (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)
<b>1 Entrada evaporador</b>	131,325	-18,5	245,52
<b>2 Saída evaporador</b>	131,325	-14,4	389,99
<b>3 Entrada compressor</b>	131,325	-7,5	395,75
<b>4 Saída compressor</b>	1231,325	64,7	442,26
<b>5 Entrada do condensador</b>	1231,325	55,2	431,16
<b>6 Saída condensador</b>	1231,325	32,8	245,52

Fonte: Do autor (2017).

### 5.6.1 Cálculo do COP

A partir dos dados de temperatura registrados no segundo teste foi possível realizar os cálculos do Coeficiente de Operação. Para comparação foi calculado o COP de Carnot conforme Equação 2. A temperatura de condensação é de 47,35°C e a temperatura de evaporação é de -20,3 °C.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

Substituído as variáveis:

$$COP_{Carnot} = \frac{252,7}{320,3 - 252,7} = 3,73$$

Observa-se que o COP de Carnot apresentou um aumento de 30,98% após o ajuste do superaquecimento do sistema realizado através da alteração da carga de fluido refrigerante de 210g para 240g.

O Coeficiente de Operação para o ciclo real pode ser determinado através das diferenças de entalpia, conforme Equação 3. Os valores de entalpias utilizados estão dispostos na Tabela 10.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Substituindo:

$$COP = \frac{389,99 - 245,52}{442,26 - 395,75} = 3,1062$$

Comparando o COP do teste realizado com a configuração inicial do equipamento com o obtido após a alteração da carga de fluido refrigerante, teve-se uma melhora de 26%.

### 5.6.2 Cálculo da capacidade de refrigeração do evaporador

Calculou-se a capacidade de refrigeração através da Equação 5. A vazão mássica foi definida através dos dados técnicos do compressor e as entalpias de acordo com a Tabela 10.

$$Q = m(h_1 - h_4) \quad (5)$$

Onde:

$$Q = 0,00187(389,99 - 245,52) = 0,270 \text{ KW}$$

A capacidade de refrigeração apresentou uma melhora de 10,79% no ciclo com a nova carga de fluido refrigerante.

### 5.6.3 Cálculo do superaquecimento

Seguindo os procedimentos utilizados no primeiro teste, aplicou-se a Equação 22, onde a temperatura de evaporação ( $T_1$ ) na pressão manométrica de 30 KPa verificada na sucção do sistema é de 258,6 K. A temperatura na saída do evaporador é de 252,5 K. Os valores de temperatura e pressões utilizados encontram-se na Tabela 10.

$$\text{Super Aquecimento} = T_2 - T_1 \quad (22)$$

Sendo:

$$\text{Super Aquecimento} = 258,6 - 252,5 = 6,1$$

Observa-se que superaquecimento do equipamento agora está dentro da faixa de recomendação do fabricante que é de 4 a 8.

## 5.7 Comparações dos resultados

Concluindo os testes, comparou-se os valores obtidos experimentalmente em ambos os testes, avaliando-se as diferenças percentuais entre os Coeficientes de operação, capacidade de refrigeração, superaquecimento e o tempo de redução de temperatura, conforme a Tabela 11.

Tabela 11 – Comparação dos resultados

Valor	Teste 1	Teste 2	Diferença (%)
<b>COP</b>	2,47	3,11	26,00
<b>Capacidade de refrigeração evaporador (W)</b>	244,08	270,2	10,69
<b>Super. Aquecimento (K)</b>	14	6,1	-56,43
<b>Tempo redução temperatura (h:min)</b>	29h26min	25h15min	-14,21

Fonte: Do autor (2017).

Analisando os dados da Tabela 11, observa-se uma melhora de 26% no Coeficiente de Operação, resultado obtido com a diminuição do superaquecimento do sistema em 56,43%. O ajuste do superaquecimento aumentou em 10,69% a capacidade de refrigeração do sistema e, conseqüentemente, diminuiu em 14,21% o tempo necessário para que a temperatura da garrafa atingisse -2 °C.

## 6 CONCLUSÃO

A avaliação da carga térmica de refrigeração foi feita através dos cálculos expressos no capítulo 5. A carga térmica total calculada para o sistema foi de 209,67 W, sendo que a capacidade de refrigeração da unidade condensadora e do evaporador são 308 W e 272 W respectivamente. Verificou-se que a capacidade dos mesmos é superior à carga térmica calculada, dessa forma não foi necessária a troca da unidade condensadora ou do evaporador.

Com a revisão bibliográfica realizada desenvolveu-se a interface de cálculo (planilha) para determinação da carga térmica de refrigeração para equipamentos semelhantes ao testado. Utilizando a interface desenvolvida, a partir dos dados de entrada necessários, é possível definir de forma fácil e rápida os valores de carga térmica, o que facilita a seleção dos componentes para o sistema de refrigeração do produto.

O teste do equipamento com a carga inicial de fluido refrigerante de 210g permitiu a análise do sistema e a coleta de dados para comparação. Observou-se no teste que o superaquecimento do sistema estava em 14 K, fora da faixa de especificação do fabricante do compressor que é de 4 a 8 K. Dessa forma buscou-se reduzir o superaquecimento acrescentando-se 5g fluido refrigerante a cada hora até que o superaquecimento ficasse em 6 K. Obteve-se um superaquecimento de 6,1 K após o acréscimo de 30g de fluido refrigerante, totalizando 240g no sistema de refrigeração do produto.

Com o superaquecimento ajustado foi realizado novamente o teste do equipamento, porém com a carga de fluido refrigerante alterada. Comparando-se os resultados dos testes, observou-se que com o ajuste da carga de fluido refrigerante

obteve-se uma melhora de 26% no Coeficiente de Performance do sistema, uma diminuição de 14,21% no tempo de redução de temperatura do produto de 32 °C até -2°C, devido ao aumento de 10,69% da capacidade de refrigeração. Os resultados acima apresentados satisfazem os objetivos definidos para o trabalho.

A compreensão dos processos termodinâmicos do sistema de refrigeração é importante para a correta avaliação e dimensionamento do mesmo. A definição da carga de fluido refrigerante é crucial para que o sistema funcione corretamente. A metodologia proposta se mostrou adequada para a realização desse trabalho. Também foi possível verificar a importância do estudo dos sistemas de refrigeração no desenvolvimento e dimensionamento de produtos com maior eficiência energética e capacidade de refrigeração, para que, dessa forma, as necessidades dos clientes sejam satisfeitas.

## REFERÊNCIAS

ASHRAE. **ASHRAE Refrigeration 2009 - SI Edition**. Atlanta: ASHRAE, 2009.

\_\_\_\_\_. **ASHRAE Refrigeration 2010 - SI Edition**. Atlanta: ASHRAE, 2010.

BORGNAKKE, C., & SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2009.

BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: eletrobrás, 2005.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. São Paulo: Edgard Blucher, 1982.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration systems and applications**. Chennai: wiley, 2010.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**. (E. R. Torreira, Trad.) São Paulo: Hemus, 2004.

ELO. **Medidores de faturamento para alta tensão**. Disponível em: <[http://www.elonet.com.br/medidor\\_at.php](http://www.elonet.com.br/medidor_at.php)>. Acesso em: 03 jun. 2017.

EPE A. D. **Estudo da demanda: eficiência energética**. Avaliação da eficiência energética para os próximos 10 anos. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2012.

FERZOLA, J. F. **Análise global de um sistema de refrigeração industrial**. Dissertação. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

GIL, A. C. **Como elaborar Projetos de Pesquisa**. São Paulo: Atlas, 2002.

GOMES, A. R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. Dissertação. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.



GOMES, A. R., & DESCHAMPS, C. J. **Análise do vazamento interno de gás sobre o desempenho de compressores de pistão rolante**. Artigo. Curitiba (PR): 2006.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., QUEIROZ, E. M.; PESSOA, F. L. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

KEYSIGHT TECHNOLOGIES. **Data acquisition data logger switch**. Disponível em: <<http://www.keysight.com/pt/pd-1000001313%3Aepsg%3Apro-pn-34970A/data-acquisition-data-logger-switch-unit?cc=BR&lc=por>>. Acesso em: 21 Maio 2017.

LIMA, J. P. **Estudo de caso: Eficiência Energética no Sistema de Refrigeração de uma cervejaria**. Dissertação. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

MACAGNAN, M. H. **Princípios Básicos de Refrigeração**. São Leopoldo: Universidade do Vale do Rio dos Sinos, 2015.

PALMER, J. J. **How to Brew: Everything You Need To Know To Brew Beer Right**. Brewers Publications, 2006.

PEREIRA, E. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. Dissertação. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

PRODANOV, C. C., & FREITAS, E. C. **Metodologia do Trabalho Científico: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico**. Novo Hamburgo: Feevale, 2013.

SANTOS, M. H. **Identificação de sistemas de refrigeração: uma primeira abordagem**. Dissertação. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

SILVA, J. D., & SILVA, A. C. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda, 2007.

SITRAD. Disponível em: <<http://www.sitrad.com.br>>. Acesso em: 21 maio 2017.

STOECKER, W. F., & JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Blucher, 2002.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. **Geladeira**. Disponível em: <<http://www.cepa.if.usp.br/energia/energia1999/Grupo2B/Refrigeracao/geladeira.htm>>. Acesso em: 03 jun. 2017.

VENAX. Página inicial. 2014. Disponível em: <<http://www.venax.com.br>>. Acesso em: 04 jun. 2017.

VIANA, A. N., BORTONI, E. D., NOGUEIRA, F. J., HADDAD, J., NOGUEIRA, L. A.,

VENTURINI, O. J., & YAMACHITA, R. **Eficiência energética: fundamentos e aplicações.** Campinas (SP): elektro; universidade federal de itajubá; excen; fupai, 2002.


WELCH, A. R. **Refrigeration and Air-Conditioning.** Oxford : Butterworth-Heinemann, 2000.

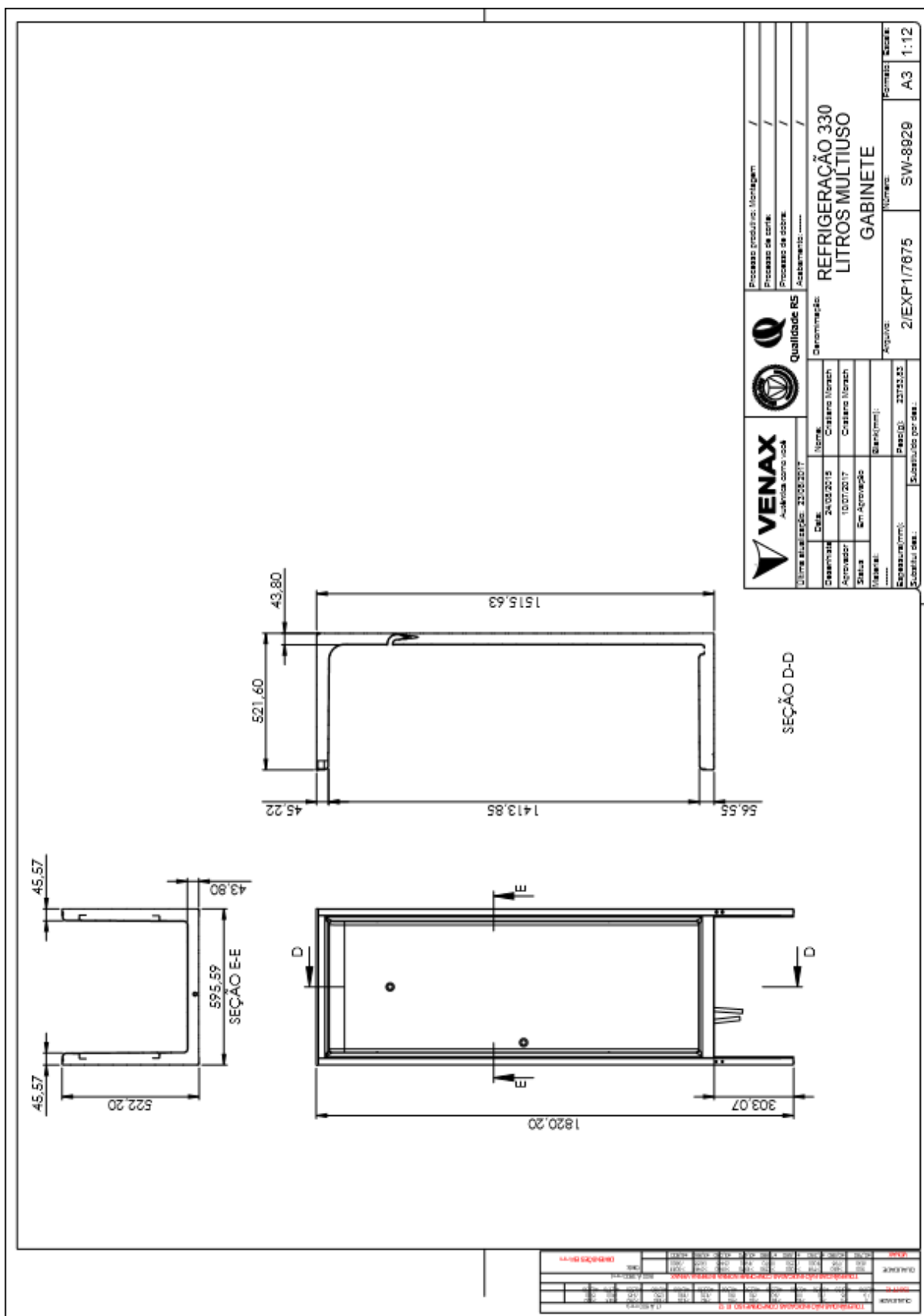
ZIGMANTAS, P. V. **Simulação de sistemas simples de estágio de refrigeração por compressão de vapor. Dissertação.** Belém: Universidade Federal do Pará, 2006.

**ANEXOS**

## ANEXO 1 – Desenho do gabinete do produto

29	SW-9918	15576	1	EP8 VEDAÇÃO DA TRAVESSA SUPERIOR	EP8	12.446.465000
28	SW-9325	17147	1	REFORÇO INFERIOR DO GABINETE	Chapa galvanizada	57,20
27	SW-9325	17392	1	REFORÇO INFERIOR DO GABINETE	Chapa galvanizada	57,20
26	SW-9119	12428	1	REFORÇO DOBRADIÇA	Chapa de aço BAE 1008	20,97
25	SW-9118	16963	2	VEDAÇÃO INTERNA DA BASE	Chapa galvanizada	549,57
24	SW-7579	12899	4	REFORÇO COMPONENTES NO TANQUE INTERNO	Alumínio BAE 305	3,31
23	REBITE AL 4,8 X 8	313	12	REBITE AL 4,8X8	Alumínio BAE 305	1,20
22	REBITE C/ ROSCA INT. M5 M5 PESSO ZA	336	5	REBITE C/ ROSCA INT. M5 PESSO ZA	Aço carbono simples	2,66
21	SW-5574	16962	1	PERFIL DO TETO	PVC Rígido	123,80
20	SW-986	17054	1	REFORÇO DA DOBRADIÇA SUPERIOR	Chapa de aço BAE 1008	49,68
19	SW-5575	16906	1	TETO EXTERNO	Chapa galvanizada	1217,93
18	SW-1568	884	1	ARREMATÉ DA SAÍDA DA LINHA DE SUÇÃO	PSA	6,68
17	SW-7753	6011	1	COSTA EXTERNA	Copolímero PP (Plastondra)	216,10
16	SW-7733	6012	1	PAPELÃO DO FUNDO	Copolímero PP (Plastondra)	121,47
15	SW-8094	5790	4	ISOLAMENTO DO REFORÇO DO LADO	EP8	4,47
14	SW-7025	2896	2	ISOLAMENTO DO TANQUE	EP8	7,57
13	SW-7741	---	1	REFORÇO DA LATERAL PARTE SUPERIOR	Não aplicado	633,39
12	SW-7741	---	1	REFORÇO DA LATERAL PARTE SUPERIOR	Não aplicado	633,39
11	SW-6608	4951	1	TRAVESSA INFERIOR DAS COSTAS	Chapa P4-Plastondra	350,07
10	SW-6607	4952	1	TRAVESSA SUPERIOR, TRASEIRA	Chapa galvanizada	105,25
9	SW-7735	6025	1	TRAVESSA INFERIOR, FRONTAL	Chapa P4-Plastondra	361,42
8	SW-1424	4960	1	TRAVESSA SUPERIOR, FRONTAL	Chapa de aço BAE 1008	151,59
7	SW-7736	16938	1	LATERAL DIREITA	Chapa P4-Plastondra	5257,74
6	SW-7737	16937	1	LATERAL ESQUERDA	Chapa P4-Plastondra	5256,93
5	SW-7927	11555	2	REFORÇO DA CREMALHEIRA	Chapa de aço BAE 1008	411,50
4	SW-7927	11555	2	REFORÇO DA CREMALHEIRA	Chapa de aço BAE 1008	411,50
3	REBITE AL 4,8 X 10 PRETO	314	8	REBITE AL 4,8 X 10 PRETO	Alumínio BAE 305	1,26
2	SW-1925-2	976	4	SUORTE DO SEPARADOR DO EVAPORADOR	ABS	2,95
1	SW-7731	6009	1	TANQUE INTERNO	PS HI	5577,55
Pot	Nº de Peça	Componente	Qtd	Substituto	MATERIAL	Peso

 <b>VENAX</b> Autêntica como você		Última atualização: 25/02/2017 Data: 24/02/2015 Desenhista: Cristiano March Aprovador: 10/07/2017 Status: Em Aprovação	Processo produtivo: Montagem / Processo de corte: / Processo de dobra: / Acabamento: ---	Denominação: <b>REFRIGERAÇÃO 330 LITROS MULTIUSO GABINETE</b> Qualidade RS	Nome: 2/EXP17875 Número: SW-9829 Escala: A3 Quantidade: 1:50
--	--	--	---	---	---



Fonte: Venax (2017).

## ANEXO 2 – Propriedades termodinâmicas do R134a

Tabela B.5 – Propriedades termodinâmicas de R-134a

Tabela B.5.1 R-134a saturado													
Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)			Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido saturado $v_{f,l}$	Evap. $v_{f,v}$	Vapor saturado $v_v$	Líquido saturado $u_l$	Evap. $u_{f,v}$	Vapor saturado $u_v$	Líquido saturado $h_l$	Evap. $h_{f,v}$	Vapor saturado $h_v$	Líquido saturado $s_l$	Evap. $s_{f,v}$	Vapor saturado $s_v$
-70	8,3	0,000675	1,97207	1,97274	119,46	218,74	338,20	119,47	235,15	354,62	0,6645	1,1575	1,8220
-65	11,7	0,000679	1,42915	1,42983	123,18	217,76	340,94	123,18	234,55	357,73	0,6825	1,1268	1,8094
-60	16,3	0,000684	1,05199	1,05268	127,52	216,19	343,71	127,53	233,33	360,86	0,7031	1,0947	1,7978
-55	22,2	0,000689	0,78609	0,78678	132,36	214,14	346,50	132,37	231,63	364,00	0,7256	1,0618	1,7874
-50	29,9	0,000695	0,59587	0,59657	137,60	211,71	349,31	137,62	229,54	367,16	0,7493	1,0286	1,7780
-45	39,6	0,000701	0,45783	0,45853	143,15	208,99	352,15	143,18	227,14	370,32	0,7740	0,9956	1,7695
-40	51,8	0,000708	0,35625	0,35696	148,95	206,05	355,00	148,98	224,50	373,48	0,7991	0,9629	1,7620
-35	66,8	0,000715	0,28051	0,28122	154,93	202,93	357,86	154,98	221,67	376,64	0,8245	0,9308	1,7553
-30	85,1	0,000722	0,22330	0,22402	161,06	199,67	360,73	161,12	218,68	379,80	0,8499	0,8994	1,7493
-26,3	101,3	0,000728	0,18947	0,19020	165,73	197,16	362,89	165,80	216,36	382,16	0,8690	0,8763	1,7453
-25	107,2	0,000730	0,17957	0,18030	167,30	196,31	363,61	167,38	215,57	382,95	0,8754	0,8687	1,7441
-20	133,7	0,000738	0,14576	0,14649	173,65	192,85	366,50	173,74	212,34	386,08	0,9007	0,8388	1,7395
-15	165,0	0,000746	0,11932	0,12007	180,07	189,32	369,39	180,19	209,00	389,20	0,9258	0,8096	1,7354
-10	201,7	0,000755	0,09845	0,09921	186,57	185,70	372,27	186,72	205,56	392,28	0,9507	0,7812	1,7319
-5	244,5	0,000764	0,08181	0,08257	193,14	182,01	375,15	193,32	202,02	395,34	0,9755	0,7534	1,7288
0	294,0	0,000773	0,06842	0,06919	199,77	178,24	378,01	200,00	198,36	398,36	1,0000	0,7262	1,7262
5	350,9	0,000783	0,05755	0,05833	206,48	174,38	380,85	206,75	194,57	401,32	1,0243	0,6995	1,7239
10	415,8	0,000794	0,04866	0,04945	213,25	170,42	383,67	213,58	190,65	404,23	1,0485	0,6733	1,7218
15	489,5	0,000805	0,04133	0,04213	220,10	166,35	386,45	220,49	186,58	407,07	1,0725	0,6475	1,7200
20	572,8	0,000817	0,03524	0,03606	227,03	162,16	389,19	227,49	182,35	409,84	1,0963	0,6220	1,7183
25	666,3	0,000829	0,03015	0,03098	234,04	157,83	391,87	234,59	177,92	412,51	1,1201	0,5967	1,7168
30	771,0	0,000843	0,02587	0,02671	241,14	153,34	394,48	241,79	173,29	415,08	1,1437	0,5716	1,7153
35	887,6	0,000857	0,02224	0,02310	248,34	148,68	397,02	249,10	168,42	417,52	1,1673	0,5465	1,7139
40	1017,0	0,000873	0,01915	0,02002	255,65	143,81	399,46	256,54	163,28	419,82	1,1909	0,5214	1,7123
45	1160,2	0,000890	0,01650	0,01739	263,08	138,71	401,79	264,11	157,85	421,96	1,2145	0,4962	1,7106
50	1318,1	0,000908	0,01422	0,01512	270,63	133,35	403,98	271,83	152,08	423,91	1,2381	0,4706	1,7088
55	1491,6	0,000928	0,01224	0,01316	278,33	127,68	406,01	279,72	145,93	425,65	1,2619	0,4447	1,7066
60	1681,8	0,000951	0,01051	0,01146	286,19	121,66	407,85	287,79	139,33	427,13	1,2857	0,4182	1,7040
65	1889,9	0,000976	0,00899	0,00997	294,24	115,22	409,46	296,09	132,21	428,30	1,3099	0,3910	1,7008
70	2117,0	0,001005	0,00765	0,00866	302,51	108,27	410,78	304,64	124,47	429,11	1,3343	0,3627	1,6970
75	2364,4	0,001038	0,00645	0,00749	311,06	100,68	411,74	313,51	115,94	429,45	1,3592	0,3330	1,6923
80	2633,6	0,001078	0,00537	0,00645	319,96	92,26	412,22	322,79	106,40	429,19	1,3849	0,3013	1,6862
85	2926,2	0,001128	0,00437	0,00550	329,35	82,67	412,01	332,65	95,45	428,10	1,4117	0,2665	1,6782
90	3244,5	0,001195	0,00341	0,00461	339,51	71,24	410,75	343,38	82,31	425,70	1,4404	0,2267	1,6671
95	3591,5	0,001297	0,00243	0,00373	351,17	56,25	407,42	355,83	64,98	420,81	1,4733	0,1765	1,6498
100	3973,2	0,001557	0,00108	0,00264	368,55	28,19	396,74	374,74	32,47	407,21	1,5228	0,0870	1,6098
101,2	4064,0	0,001969	0,00000	0,00197	382,97	0,00	382,97	390,98	0,00	390,98	1,5658	0,0000	1,5658

Fonte: Van Wylen (2009).

TABELA B.5.2 (continuação) R-134a superaquecido												
Temp. °C	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)
500 kPa (15,66 °C)				600 kPa (21,52 °C)				800 kPa (31,30 °C)				
Sat.	0,04126	386,82	407,45	1,7198	0,03442	390,01	410,66	1,7179	0,02571	395,15	415,72	1,7150
20	0,04226	390,52	411,65	1,7342	-	-	-	-	-	-	-	-
30	0,04446	398,99	421,22	1,7663	0,03609	397,44	419,09	1,7461	-	-	-	-
40	0,04656	407,44	430,72	1,7971	0,03796	406,11	428,88	1,7779	0,02711	403,17	424,86	1,7446
50	0,04858	415,91	440,20	1,8270	0,03974	414,75	438,59	1,8084	0,02861	412,23	435,11	1,7768
60	0,05055	424,44	449,72	1,8560	0,04145	423,41	448,28	1,8379	0,03002	421,20	445,22	1,8076
70	0,05247	433,06	459,29	1,8843	0,04311	432,13	457,99	1,8666	0,03137	430,17	455,27	1,8373
80	0,05435	441,77	468,94	1,9120	0,04473	440,93	467,76	1,8947	0,03268	439,17	465,31	1,8662
90	0,05620	450,59	478,69	1,9392	0,04632	449,82	477,61	1,9222	0,03394	448,22	475,38	1,8943
100	0,05804	459,53	488,55	1,9660	0,04788	458,82	487,55	1,9492	0,03518	457,35	485,50	1,9218
110	0,05985	468,60	498,52	1,9924	0,04943	467,94	497,59	1,9758	0,03639	466,58	495,70	1,9487
120	0,06164	477,79	508,61	2,0184	0,05095	477,18	507,75	2,0019	0,03758	475,92	505,99	1,9753
130	0,06342	487,13	518,83	2,0440	0,05246	486,55	518,03	2,0277	0,03876	485,37	516,38	2,0014
140	0,06518	496,59	529,19	2,0694	0,05396	496,05	528,43	2,0532	0,03992	494,94	526,88	2,0271
150	0,06694	506,20	539,67	2,0945	0,05544	505,69	538,95	2,0784	0,04107	504,64	537,50	2,0525
160	0,06869	515,95	550,29	2,1193	0,05692	515,46	549,61	2,1033	0,04221	514,46	548,23	2,0775
170	0,07043	525,83	561,04	2,1438	0,05839	525,36	560,40	2,1279	0,04334	524,42	559,09	2,1023
180	-	-	-	-	-	-	-	-	0,04446	534,51	570,08	2,1268
1000 kPa (39,37 °C)				1200 kPa (46,31 °C)				1400 kPa (52,42 °C)				
Sat.	0,02038	399,16	419,54	1,7125	0,01676	402,37	422,49	1,7102	0,01414	404,98	424,78	1,7077
40	0,02047	399,78	420,25	1,7148	-	-	-	-	-	-	-	-
50	0,02185	409,39	431,24	1,7494	0,01724	406,15	426,84	1,7237	-	-	-	-
60	0,02311	418,78	441,89	1,7818	0,01844	416,08	438,21	1,7584	0,01503	413,03	434,08	1,7360
70	0,02429	428,05	452,34	1,8127	0,01953	425,74	449,18	1,7908	0,01608	423,20	445,72	1,7704
80	0,02542	437,29	462,70	1,8425	0,02055	435,27	459,92	1,8217	0,01704	433,09	456,94	1,8026
90	0,02650	446,53	473,03	1,8713	0,02151	444,74	470,55	1,8514	0,01793	442,83	467,93	1,8333
100	0,02754	455,82	483,36	1,8994	0,02244	454,20	481,13	1,8801	0,01878	452,50	478,79	1,8628
110	0,02856	465,18	493,74	1,9268	0,02333	463,71	491,70	1,9081	0,01958	462,17	489,59	1,8914
120	0,02956	474,62	504,17	1,9537	0,02420	473,27	502,31	1,9354	0,02036	471,87	500,38	1,9192
130	0,03053	484,16	514,69	1,9801	0,02504	482,91	512,97	1,9621	0,02112	481,63	511,19	1,9463
140	0,03150	493,81	525,30	2,0061	0,02587	492,65	523,70	1,9884	0,02186	491,46	522,05	1,9730
150	0,03244	503,57	536,02	2,0318	0,02669	502,48	534,51	2,0143	0,02258	501,37	532,98	1,9991
160	0,03338	513,46	546,84	2,0570	0,02750	512,43	545,43	2,0398	0,02329	511,39	543,99	2,0248
170	0,03431	523,46	557,77	2,0820	0,02829	522,50	556,44	2,0649	0,02399	521,51	555,10	2,0502
180	0,03523	533,60	568,83	2,1067	0,02907	532,68	567,57	2,0898	0,02468	531,75	566,30	2,0752

Fonte: Van Wylen (2009).




## ANEXO 3 – Propriedades termodinâmicas do ar

Propriedades termodinâmicas do ar úmido à pressão atmosférica normal, 101,325 kPa					
Temperatura (°C)	Entalpia Específica Ar Seco ( $h_{da}$ ) (kJ/kg)	Entalpia Específica Ar Úmido Saturado ( $h_s$ ) (kJ/kg)	Temperatura (°C)	Entalpia Específica Ar Seco ( $h_{da}$ ) (kJ/kg)	Entalpia Específica Ar Úmido Saturado ( $h_s$ ) (kJ/kg)
-35	-35,195	-34,859	8	8,046	24,85
-34	-34,189	-33,815	9	9,052	27,06
-33	-33,183	-32,766	10	10,058	29,35
-32	-32,178	-31,714	11	11,063	31,72
-31	-31,172	-30,656	12	12,069	34,18
-30	-30,167	-29,593	13	13,075	36,72
-29	-29,161	-28,525	14	14,081	39,37
-28	-28,156	-27,450	15	15,087	42,11
-27	-27,150	-26,368	16	16,093	44,96
-26	-26,144	-25,278	17	17,099	47,92
-25	-25,139	-24,181	18	18,105	51,01
-24	-24,133	-23,074	19	19,111	54,21
-23	-23,128	-21,958	20	20,117	57,55
-22	-22,122	-20,831	21	21,124	61,03
-21	-21,117	-19,693	22	22,130	64,66
-20	-20,111	-18,542	23	23,136	68,44
-19	-19,106	-17,377	24	24,142	72,38
-18	-18,100	-16,198	25	25,148	76,50
-17	-17,095	-15,003	26	26,155	80,80
-16	-16,089	-13,791	27	27,161	85,28
-15	-15,084	-12,560	28	28,167	89,97
-14	-14,078	-11,310	29	29,174	94,88
-13	-13,073	-10,037	30	30,180	100,00
-12	-12,067	-8,741	31	31,187	105,37
-11	-11,062	-7,419	32	32,193	110,98
-10	-10,056	-6,070	33	33,200	116,86
-9	-9,050	-4,692	34	34,207	123,01
-8	-8,045	-3,282	35	35,213	129,45
-7	-7,039	-1,838	36	36,220	136,21
-6	-6,034	-0,356	37	37,227	143,29
-5	-5,028	1,164	38	38,233	150,72

Fonte: Adaptado (ASHRAE, 2013).



## ANEXO 4 – Dados técnicos do compressor



DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR

DEFINIÇÃO DO COMPRESSOR

Descrição	EM I70HER		
Voltagem/Frequência Nominal	220 V 60 Hz		
Código de Engenharia	513307084		

A - APLICAÇÃO / CONDIÇÕES LÍMITES DE TRABALHO

1 Tipo	Compressor recíproco		
2 Refrigerante	R-134a		
3 Voltagem e frequência nominal	220 / 60	[ V / Hz ]	
4 Tipo de Aplicação	Baixa Pressão de Retorno		
4.1 Temperatura de Evaporação	-35°C à -10°C	(-31°F à 14°F)	
5 Tipo de Motor	RSIR		
6 Torque de Partida	LST - Baixo Torque de Partida		
7 Elemento de Controle	Tubo capilar		
8 Refrigeração do compressor	Faixa de operação da voltagem		
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Temperatura ambiente)	Forçada	-	187 à 242 V
8.2 LBP (43°C Temperatura ambiente)	Forçada	-	187 à 242 V
8.3 HBP (32°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Temperatura ambiente)	-	-	-
9 Máxima pressão/temperatura de condensação			
9.1 Operação (manométrica)	16.2	[kgf/cm²] (230 psig)	/ °C - °F
9.2 Pico (manométrica)	20.6	[kgf/cm²] (293 psig)	/ °C - °F
10 Máxima temperatura das bobinas	130	[ °C ]	

B - DADOS MECÂNICOS

1 Referência Comercial	1/5	[hp]
2 Deslocamento	5.89	[cm³] (0.359 cu.in)
2.1 Diâmetro	21.000	
2.2 Curso	8.500	
3 Carga de óleo	170	[ml] (5.75 fl.oz.)
3.1 Lubrificantes aprovados		
3.2 Tipo/Viscosidade do óleo	ESTER / ISO10	
4 Peso (com carga de óleo)	7.72	[kg] (17.02 lb.)
5 Carga de Nitrogênio	0.2 à 0.3	[kgf/cm²] (2.84 à 4.27 psig)


C - DADOS ELÉTRICOS

1 Voltagem/Frequência/Número de Fases Nominal	220 V 60 Hz 1 ~ (Monofásico)		
2 Tipo de Dispositivo de Partida	Current Relay		
2.1 Dispositivo de Partida			
3 Capacitor de Partida	-	[µF(VAC mínimo)]	
4 Capacitor de Funcionamento	-	[µF(VAC mínimo)]	
5 Proteção do Motor (externa)	4TM739LFBYY-53		
6 Resistência motor - bobina auxiliar	28.85	[Ω em 25°C (77°F)] +/- 8%	
7 Resistência motor - bobina funcionamento	13.00	[Ω em 25°C (77°F)] +/- 8%	
8 LRA - Corrente com rotor bloqueado (60 Hz)	12.50	[A] - Medido de acordo com UL 984	
9 FLA - Corrente a plena carga LMBP (60 Hz)	1.45	[A] - Medido de acordo com UL 984	
10 FLA - Corrente a plena carga HBP (60 Hz)	-	[A] - Medido de acordo com UL 984	
11 Institutos de aprovação	UL		

Atualização: 22SEP2004

Fonte: Embraco (2017).

## ANEXO 5 – Dados técnicos do evaporador

 <b>SERRAFF</b> ®		Unilab Coils 8.0 ev - build 170908[S]	
		Serraff Indústria de Trocadores de Calor RS 130, Km 81 - Arroio do Meio - RS Tel: (51) 3716-1448 Fax: (51) 3716-1448 web: www.serraff.com.br - serraff@serraff.com.br	
<b>Cliente</b>	Henrique Baier	<b>Data</b>	12/09/2017
<b>Atenção</b>		<b>A nossa oferta -</b>	
<b>A sua referência</b>		<b>Descrição</b>	330 L
<b>BATERIA DE EXPANSÃO DIRETA - Visa Classic 4T 4NR 270A 4,8P 1NC</b>			
Geometria	Visa Classic	Comprimento da bateria	270,0 mm
Número de tubos por fileiras	4	Passo das aletas	4,80 mm
Número de fileiras	4	Número de circuitos	1
Capacidade		272	W
Potencialidade sensível		204	W
Relação da potência sensível / potência total		0,7496	
Superfície de troca		1,02	m²
<b>LADO VENTILAÇÃO</b>			
Pressão atmosférica / altitude		1,01 / 0,00	bar A / m
Fluxo volumétrico de ar		225,0	m³/h
Fluxo máximo de ar		281	kg/h
Velocidade frontal na bateria		2,60	m/s
Temperatura do ar na entrada		8,0	°C
Humidade relativa do ar na entrada		85,00	%
Temperatura do ar na saída		5,4	°C
Humidade relativa do ar na saída		95,10	%
Queda de pressão		61,9	Pa
<b>LADO REFRIGERANTE</b>			
Fluido			R134a
Temperatura de evaporação		0,0	°C
Queda de pressão		1,240539	kPa

Fonte: Serraff (2017).

## APÊNDICE

## APÊNDICE 1 – Interface de cálculo da carga térmica

CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA PARA UM EQUIPAMENTO EXPOSITOR DE CERVEJAS										
TEMPERATURAS			CONDUTIVIDADE TÉRMICA			COEFICIENTE CONVECTIVO			LEGENDA	
INTERNA	267	K	Metal	204	W/(mK)	Interno	13,5	W/(m²K)	DADOS INICIAIS	
EXTERNA	305	K	PU	0,025	W/(mK)	Externo	137,5	W/(m²K)	DADOS TABELADOS	
DIFERENÇA	38	K	PSAI	0,026	W/(mK)				CALCULADOS	
DADOS DO GABINETE										
Local	Altura (m)	largura (m)	Area (m²)	EspessuraMetal (m)	Espessura PU (m)	Espessura PSAl (m)				
LATERAL	1,515	0,522	0,79083	0,0006	0,04557	0,002				
TETO	0,596	0,522	0,311112	0,006	0,0462	0,002				
FUNDO	0,505	0,522	0,26361	0,006	0,05656	0,002				
COSTAS	1,515	0,596	0,90294	0,006	0,0438	0,002				
PORTA	1,515	0,596	0,90294	0,006	0,055	0,002				
Carga térmica devido à transferência de calor pelas laterais do gabinete										
Rt, cond mt	3,7191E-06	K/W								
Rt, cond pu	2,304920147	K/W								
Rt, cond psai	0,09726879	K/W								
Rt, conv1	0,093666242	K/W								
Rt, conv2	0,009196322	K/W								
Rt	2,50505522	K/W								
U	0,31569364	W/(m²K)								
q'x	11,99655831	KW/m²								
qx	9,487080041	W								
U*A	0,249660001	W/K								
Carga térmica devido à transferência de calor pelas costas do gabinete										
Rt, cond mt	3,25733E-05	K/W								
Rt, cond pu	1,940328261	K/W								
Rt, cond psai	0,085191792	K/W								
Rt, conv1	0,082036541	K/W								
Rt, conv2	0,008054497	K/W								
Rt	2,115643664	K/W								
U	0,426792099	W/(m²K)								
q'x	16,21809976	KW/m²								
qx	14,643971	W								
U*A	0,385367658									
Carga térmica devido à transferência de calor pela porta do gabinete										
Rt, cond mt	3,25733E-05	K/W								
Rt, cond pu	2,436485259	K/W								
Rt, cond psai	0,085191792	K/W								
Rt, conv1	0,005486968	K/W								
Rt, conv2	5,28926E-05	K/W								
Rt	2,527249486	K/W								
U	0,357281703	W/(m²K)								
q'x	13,57670471	KW/m²								
qx	12,25894975	W								
U*A	0,322603941									
Carga térmica devido à transferência de calor pelas fundas do gabinete										
Rt, cond mt	0,0001116	K/W								
Rt, cond pu	8,5823755	K/W								
Rt, cond psai	0,2918064	K/W								
Rt, conv1	0,2809987	K/W								
Rt, conv2	0,027589	K/W								
Rt	9,1828811	K/W								
U	0,0287067	W/(m²K)								
q'x	1,0908537	KW/m²								
qx	0,2875599	W								
U*A	0,0075674									
Carga térmica devido à transferência de calor pela infiltração de ar										
mair=	49	kg								
h0=	32,193	KJ/kg°C								
h1=	-6,034	KJ								
Qinf=	1873,123	KJ								
Qinf=	0,021679664	KW								
Qinf=	21,67966435	W								
CARGA TÉRMICA TOTAL (W)										
										209,667
Carga mista										
Iluminação	2,88	W								
Motores elétricos	25	W								
Carga devido ao produto										
mp=	72	kg								
c1=	3,852	KJ/kg°C								
Qg=	10539,072	KJ								
Qg2=	14052,096	KJ								
Qg2=	216,85333	KW								
q	0,12198	KW								
q	122,0	W								
38,12734886										

Fonte: Do autor (2017).